

621.9(076)  
М 23

О. Д. Манжілевський

**РОЗРАХУНОК ТА КОНСТРУЮВАННЯ  
МЕТАЛООБРОБНОГО ОБЛАДНАННЯ**

Міністерство освіти і науки України  
Вінницький національний технічний університет

О. Д. Манжілевський

**РОЗРАХУНОК ТА КОНСТРУЮВАННЯ  
МЕТАЛООБРОБНОГО ОБЛАДНАННЯ**

Лабораторний практикум

Вінниця  
ВНТУ  
2019

**УДК 672:681**

**M86**

Рекомендовано до друку Вченою радою Вінницького національного технічного університету Міністерства освіти і науки України (протокол № 11 від 25.04.2019 р.)

**Рецензенти:**

**І. В. Севостьянов**, доктор технічних наук, професор, ВНАУ

**Н. Р. Веселовська**, доктор технічних наук, професор, ВНАУ

**Л. К. Поліщук**, доктор технічних наук, професор, ВНТУ

**Манжілевський, О. Д.**

**M86** Розрахунок та конструювання металообробного обладнання : лабораторний практикум / Манжілевський О. Д. – Вінниця : ВНТУ, 2019. – 104 с.

У лабораторному практикумі наведено необхідні теоретичні відомості, порядок виконання та завдання до кожної лабораторної роботи з дисципліни «Розрахунок та конструювання металообробного обладнання».

Призначений для студентів спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування» всіх форм навчання

**УДК 672:681**

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	4
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1. АНАЛІЗ КІНЕМАТИЧНИХ СХЕМ МЕТАЛОРІЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ .....	6
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2. ТЕХНІЧНЕ ОСНАЩЕННЯ СТАНДАРТНИМИ ПРИСТОСУВАННЯМИ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ (НА ПРИКЛАДІ ТОКАРНО-ГВИНТОРІЗНОГО ВЕРСТАТА МОДЕЛІ 16К20).....	13
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3. ТЕХНІЧНЕ ОСНАЩЕННЯ СТАНДАРТНИМИ ПРИСТОСУВАННЯМИ ФРЕЗЕРНИХ ВЕРСТАТІВ (НА ПРИКЛАДІ ГОРИЗОНТАЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА МОДЕЛІ 6Н82Г).....	36
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4. ВИЗНАЧЕННЯ ДІЙСНОГО ЗНАЧЕННЯ ЧАСТОТ ОБЕРТАННЯ ШПИНДЕЛЯ.....	47
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 5. НАЛАШТУВАННЯ ВЕРТИКАЛЬНО-СВЕРДЛИЛЬНОГО ВЕРСТАТА МОДЕЛІ 2Н125.....	55
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 6. РОЗРАХУНОК ЗУСИЛЛЯ ЗАХОПЛЕННЯ МАНІПУЛЯТОРА ПРОМИСЛОВОГО РОБОТА .....	63
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 7. МОДЕЛЮВАННЯ ВИМУШЕНИХ КОЛИВАНЬ ОДНОМАСОВОЇ ДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА.....	75
ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 8. МОДЕЛЮВАННЯ СПРОЩЕНОЇ ДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ ВЕРСТАТА В ПАКЕТІ <i>VISSIM</i> .....	86
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	97
Додаток А.....	98

## ВСТУП

Даний лабораторний практикум призначений допомогти студентам спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування», освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» у самостійній роботі при виконанні лабораторного практикуму та оформленні звіту.

Лабораторний практикум розроблений відповідно до програми дисципліни «Розрахунок та конструювання металообробного обладнання» для студентів спеціальності 133 – «Галузеве машинобудування», призначений для студентів усіх форм навчання.

Даний лабораторний практикум містить вісім робіт: «Аналіз кінематичних схем металорізальних верстатів», «Технічне оснащення стандартними пристосуваннями токарних верстатів (на прикладі токарно-гвинторізного верстата моделі 16K20)», «Технічне оснащення стандартними пристосуваннями фрезерних верстатів (на прикладі горизонтально-фрезерного верстата моделі 6Н82Г)», «Визначення дійсного значення частот обертання шпинделя», «Налаштування вертикально-свердлильного верстата моделі 2Н125», «Розрахунок зусилля захоплення маніпулятора промислового робота», «Моделювання вимушених коливань одномасової динамічної системи токарного верстата» та «Моделювання спрощеної динамічної системи верстата в пакеті *Vissim*», які студенти мають виконувати самостійно (в лабораторних аудиторіях кафедри «Галузевого машинобудування») після попереднього вивчення теоретичного матеріалу.

При написанні даного лабораторного практикуму були використані матеріали методичних вказівок до лабораторних робіт з дисципліни «Технологічне обладнання підприємств та його проектування» та лабораторно-комп'ютерного практикуму «Динаміка і комп'ютерне моделювання металорізальних верстатів» (автор Сизий Ю. А. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»).

Метою проведення лабораторного практикуму є закріплення знань студентів із вивчення особливостей кінематики металорізальних верстатів токарної, фрезерної та свердлильної груп, основ складання рівнянь кінематичного балансу, а також принципу роботи, розрахунку й проектування верстатних і вимірювальних (контрольних) пристосувань, що використовуються для встановлення та закріплення заготовок інструменту на металорізальних верстатах і вимірювальних комплексах.

Основними завданнями лабораторного практикуму є:

- закріплення і розвиток знань, отриманих на лекціях, навичок самостійного практичного застосування здобутих теоретичних знань зі складання рівнянь кінематичного балансу та проектування пристосувань;
- ознайомлення з особливостями кінематики металорізальних верстатів, а також призначенням, будовою і принципом роботи верстатних та контрольних пристосувань;
- навчання методики складання рівнянь кінематичного балансу, також розрахунку і проектування пристосувань, оформлення письмового звіту про виконану роботу, самостійного викладу висновків і узагальнень.

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1

### АНАЛІЗ КІНЕМАТИЧНИХ СХЕМ МЕТАЛОРИЗАЛЬНИХ ВЕРСТАТІВ

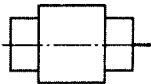





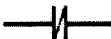



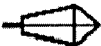

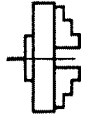

**Мета роботи:** практичне ознайомлення з механізмами, кінематичними схемами і методикою складання рівняння кінематичного балансу металорізальних верстатів, набуття навичок для виконання аналізу кінематичних схеми металорізальних верстатів.

#### Кінематичні схеми верстата

Передача руху від електродвигуна до робочих органів верстата здійснюється за допомогою низки механізмів: зубчастих, ремінних, черв'ячних, гвинтових, рейкових та ін. Умовне зображення цих механізмів, з'єднаних в певній послідовності в кінематичні кола, називається кінематичною схемою [1, 2, 3]. Кожне кінематичне коло – це система послідовно з'єднаних елементарних механізмів, які забезпечують виконавчі рухи робочих органів верстата (обертання шпинделя, поступальне переміщення стола верстата і т. д.).

На схемах вказують чисельні значення діаметрів шківів, чисел зубців зубчастих коліс, їх модулів зачеплення і т. д.

Таблиця 1.1 – Основні умовні позначення для кінематичних схем

Елемент схеми	Умовне позначення	Елемент схеми	Умовне позначення
Електродвигун		Ремінна передача (Відкрита плоским ремнем)	
Радіальний підшипник (без уточнення типу)		Гвинтова передача (Роз'ємна гайка)	
З'єднання двох валів глухе		Ланцюгова передача	
З'єднання двох валів еластичне		Зубчаста передача циліндрична	
Вал		Зубчаста передача конічна	
Кінець шпинделя для центрових робіт		Рейкова передача	
Кінець шпинделя для патронних робіт		Черв'ячна передача	

Продовження таблиці 1.1

Елемент схеми	Умвне позначення	Елемент схеми	Умвне позначення
Кінець шпинделя для свердлильних робіт		Кулачкова муфта зачеплення	
Кінець шпинделя для фрезерних робіт		Фрикційна дискова муфта зачеплення	
Вільне для обер-тання з'єднання деталі з валом		З'єднання деталі з валом за допомогою витяжної шпонки	
Глухе, нерознімне з'єднання деталі з валом		Глухе з'єднання двох деталей на втулці	
Рухоме в осьово-му напрямку без обертання з'єднання деталі з валом		Гальмівний механізм	

Таблиця 1.2 – Схеми низки типових механізмів для ступеневої зміни частот обертання

Механізм	Графічне зображення	Передаточне відношення	Примітка
Ковзний блок зубчастих коліс		$i = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_5}{z_6}$	Рух передається від вала I до вала II. Вал II має три значення частоти обертання відносно вала I. Потрійний блок забезпечує три передачі з різними передаточними відношеннями $i$
Конус зубчастих коліс з накидною шестернею (конус Нортон)		$i = \frac{z_c}{z_1} \cdot \frac{z_2}{z_3} \cdot \frac{z_4}{z_c}$	Ведений вал II має чотири значення частоти обертання відносно вала I, тобто стільки, скільки зубчастих коліс має конус. Накидна шестерня вільно сидить на проміжному валу I. Зубчасте колесо $z_c$ переміщається по валу I на шпонці
Конус зубчастих коліс з витяжною шпонкою		$i = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_5}{z_6}$	Зубчасті колеса $z_1, z_3, z_5$ на валу I вільні для обертання. Одне з них може бути з'єднане з валом I ковзаючою шпонкою і брати участь в передачі руху. Решта шестерень обертаються вхолосту



Продовження таблиці 1.2

Механізм	Графічне зображення	Передаточне відношення	Примітка
Двоступеневий механізм з двосторонньою кулачковою муфтою		$i = \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_3}{z_4}$	Ведений вал II має два значення частоти обертання відносно вала I. Ланкою перемикання є двостороння кулачкова муфта, яка з'єднує з валом I шестерню $z_1$ або $z_3$

### Рівняння кінематичного балансу

Рівняння, що встановлює функціональну залежність між величинами переміщень початкової та кінцевої ланок кінематичного кола, називається рівнянням кінематичного балансу.

Початкові ланки кінематичного кола в більшості випадків отримують обертальний рух, кінцеві ланки отримують як обертальний, так і прямолінійний рух. Якщо початкові і кінцеві ланки обертаються, то рівняння кінематичного балансу може бути записано в такому вигляді

$$n_k = n_n \cdot i,$$

де  $n_k$  – частота обертання кінцевої ланки (шпинделя), об/хв;

$n_n$  – частота обертання початкової ланки (вала електродвигуна), об/хв;

$i$  – передаточне відношення кінематичного кола.

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \dots i_n,$$

де  $i_1 \dots i_n$  – передаточне відношення окремих кінематичних пар кола.

Якщо початковій ланці надається обертальний рух, а кінцевій – прямолінійний (рух подачі), то при хвилинній подачі  $S_M$  рівняння кінематичного балансу має вигляд

$$n_n \cdot i \cdot H = S_M,$$

де  $H$  – хід кінематичної пари, яка перетворює обертальний рух на прямолінійний.

Для гвинтової пари

$$H = k \cdot t_{гв},$$

де  $t_{гв}$  – крок ходового гвинта, мм;

$k$  – кількість його заходів.

Для рейкової пари

$$H = \pi \cdot m \cdot z,$$

де  $m$  – модуль зачеплення, мм;  
 $z$  – число зубів рейкового колеса.

Коли подача кінцевої ланки  $S_k$  задається в міліметрах на один оберт початкової ланки, рівняння кінематичного балансу має вигляд

$$1 \text{ об.} \cdot i \cdot H = S_k.$$

**Приклад аналізу кінематичної схеми горизонтально-фрезерного верстата моделі 6М80Г**

Кінематична схема верстата наведена на рисунку 1.1.

**Коло головного руху (обертання шпинделя)**

Рівняння кінематичного балансу кола в загальному вигляді

$$n_{\text{шпн}} = n_0 \cdot i,$$

де  $n_{\text{шпн}}$  – частота обертання шпинделя, об/хв;  
 $n_0$  – частота обертання вала електродвигуна, об/хв.

Рівняння кінематичного балансу кола в розгорнутому вигляді

$$n_{\text{шпн}} = 1420 \cdot \begin{array}{|c|} \hline \frac{38}{52} \\ \hline \frac{45}{45} \\ \hline \frac{30}{60} \\ \hline \end{array} \cdot \begin{array}{|c|} \hline \frac{29}{61} \\ \hline \frac{52}{38} \\ \hline \end{array} \cdot \frac{26}{22} \cdot \frac{210}{210} \cdot 0,985 \cdot \begin{array}{|c|} \hline \frac{31}{83} \cdot \frac{24}{71} \\ \hline 1 \\ \hline 1 \\ \hline \end{array}$$

Кількість швидкостей обертання шпинделя

$$Z = 3 \cdot 2 \cdot 2 = 12.$$

Максимальні та мінімальні числа обертання шпинделя:

$$n_{\text{max}} = 1420 \cdot \frac{45}{45} \cdot \frac{52}{38} \cdot \frac{26}{22} \cdot \frac{210}{210} \cdot 0,985 = 2260 \text{ об/хв},$$

$$n_{\text{min}} = 1420 \cdot \frac{30}{60} \cdot \frac{29}{61} \cdot \frac{26}{22} \cdot \frac{210}{210} \cdot 0,985 \cdot \frac{31}{83} \cdot \frac{24}{71} = 50 \text{ об/хв}.$$

## Коло руху подач

Рівняння кінематичного балансу кола в загальному вигляді

$$S_M = n_o \cdot i \cdot t,$$

де  $S_M$  – хвилинна подача стола верстата, мм/хв;

$n_o$  – частота обертання вала електродвигуна привода подач, об/хв.

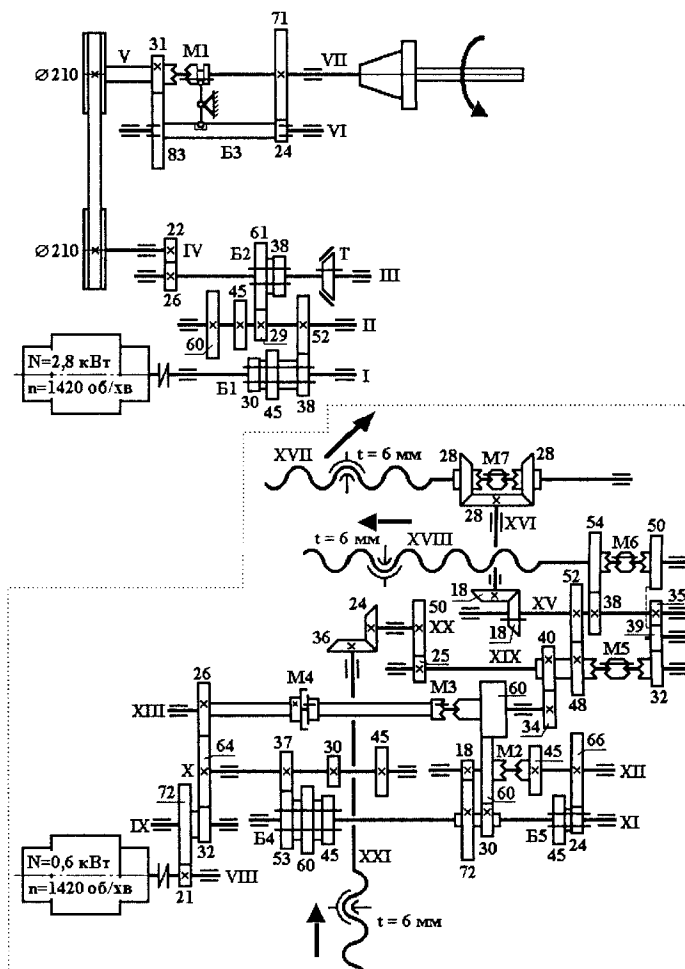
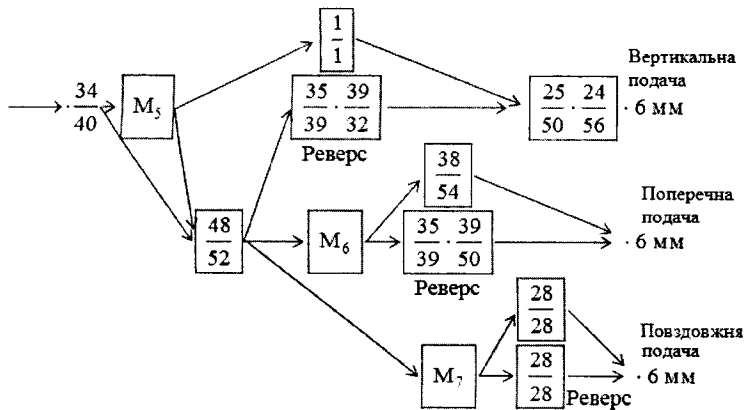
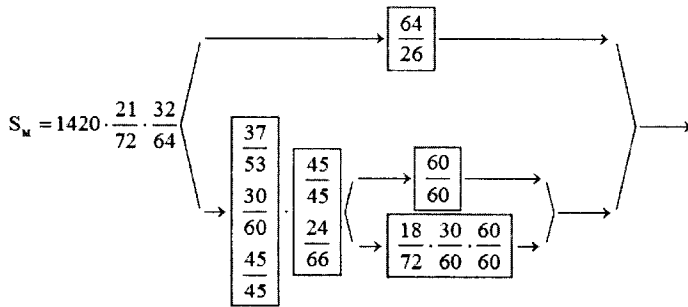


Рисунок 1.1 – Кінематична схема горизонтально-фрезерного верстата моделі 6М80Г (пунктирним контуром обведено коло руху подач)

Рівняння кінематичного балансу кола в розгорнутому вигляді:



Кількість можливих подач

$$Z = 3 \cdot 2 \cdot 2 = 12.$$

Максимальне та мінімальне значення подач:  
(швидке переміщення)

$$S_{\max} = 1420 \cdot \frac{21}{72} \cdot \frac{32}{64} \cdot \frac{64}{26} \cdot \frac{34}{40} \cdot \frac{48}{52} \cdot \frac{18}{18} \cdot \frac{28}{28} \cdot 6 = 2400 \text{ мм/хв};$$

(вертикальна подача)

$$S_{\min} = 1420 \cdot \frac{21}{72} \cdot \frac{32}{64} \cdot \frac{30}{60} \cdot \frac{24}{66} \cdot \frac{18}{72} \cdot \frac{30}{60} \cdot \frac{60}{60} \cdot \frac{34}{40} \cdot \frac{25}{50} \cdot \frac{24}{36} \cdot 6 = 9,41 \text{ мм/хв}.$$

## Порядок виконання роботи

1. Вивчити графічні умовні позначення на кінематичних схемах за табл. 1.1.
2. Вивчити способи з'єднання деталей з валом за табл. 1.1.
3. Ознайомитись із гвинтовим і рейковим механізмами, що використовуються для перетворення обертального руху в прямолінійно-поступальний.
4. Вивчити типові механізми для ступеневої зміни частоти обертання валів за табл. 1.2.
5. Закріпити поняття про рівняння кінематичного балансу.
6. Провести аналіз кінематичної схеми верстата, яку видає викладач, що містить написання рівнянь кінематичного балансу в загальному і розгорнутому видах для кола головного руху і кола подач. Визначити кількість швидкостей обертання шпинделя і кількість подач, максимальні і мінімальні їх значення.

## Контрольні питання

1. Що називається кінематичною схемою верстата?
2. Які передачі найбільш часто використовуються в металорізальних верстатах?
3. Що називається передаточним відношенням?
4. Чому дорівнює передаточне відношення кінематичного кола?
5. Які механізми використовуються для регулювання частоти обертання?
6. Які механізми застосовуються для зміни напрямку обертання валів?
7. Як складається рівняння кінематичного балансу кола?
8. Які параметри характеризують кінематичну схему металорізального верстата?
9. Для чого слугує механізм перебору?
10. Характеристика і сфера застосування трьох форм запису рівняння кінематичного балансу.
11. Які механізми в приводах верстатів використовуються для перетворення обертального руху в зворотно-поступальний?

**ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2**  
**ТЕХНІЧНЕ ОСНАЩЕННЯ СТАНДАРТНИМИ**  
**ПРИСТОСУВАННЯМИ ТОКАРНИХ ВЕРСТАТІВ**  
**(НА ПРИКЛАДІ ТОКАРНО-ГВИНТОРІЗНОГО ВЕРСТАТА**  
**МОДЕЛІ 16К20)**

**Мета роботи:**

1. Ознайомитися з різними видами конструкцій та принципами роботи стандартних пристроїв, що застосовуються для встановлення і закріплення заготовок інструменту на токарно-гвинторізному верстаті;

2. Навчитися практичним прийомам роботи з пристосуваннями, що використовуються на токарно-гвинторізному верстаті – встановлення, закріплення і зняття заготовок інструменту (заготовки класу: «вали», «втулки» і «диски»);

3. Вивчити методики розрахунку зусиль затискання заготовок інструменту в пристосуваннях, що використовуються на токарно-гвинторізному верстаті.

**Теоретичні відомості**

На токарних верстатах більшість оброблюваних деталей, залежно від форми і розмірів, встановлюють або в центрах, або в патроні. Один центр розташований в шпинделі передньої бабки, а другий – в пінолі задньої бабки. Патрон встановлюють і закріплюють на кінці шпинделя передньої бабки токарного верстата.

**Універсальні дво-, три- і чотирикулачкові патрони**

Кулачкові патрони застосовують для встановлення та затискання різних типів заготовок, що обробляються на токарних верстатах. Залежно від кількості кулачків патрони поділяють на дво-, три- і чотирикулачкові. Патрони дво- і трикулачкові є самоцентрувальними, а чотирикулачкові виготовляють, в основному, з незалежним переміщенням кулачків, але бувають і самоцентрувальні.

**Універсальні самоцентрувальні патрони з ручним гвинтовим затискачем**

Розрізняють два основних типи універсальних двокулачкових патронів – патрони з ручним затиском, розташованим збоку (для чорнових робіт) і патрони з центральним гвинтом (для чистових робіт). На рис. 2.1, а) зображено універсальний двокулачковий патрон з ручним гвинтовим затискачем, який знаходиться збоку і слугує для переміщення кулачків при затисканні і розтисканні невеликих заготовок інструменту. На рис. 2.1, б) показана розрахункова схема для визначення сили і моменту, що діють на

патрон. Таку конструкцію патрона застосовують для обробки заготовок інструменту на попередніх (чорнових) операціях, оскільки бічне розташування гвинта може викликати деякий перебік рухомих кулачків.

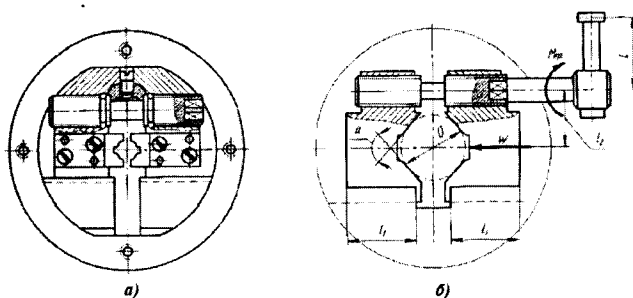


Рисунок 2.1 – Універсальний самоцентрувальний патрон з ручним гвинтовим затискачем: а) конструктивна схема; б) розрахункова схема

При затисканні циліндричної частини заготовки інструменту в трикулачковому патроні необхідна сила затискання на кожному кулачку і крутний момент на торцевому ключі визначаються за формулами:

$$W = k \cdot P_z \cdot \frac{\sin(\alpha/2)}{z \cdot f} \cdot \frac{D_1}{D}, \quad (2.1)$$

$$M_{кр} = Q \cdot L = P_z \cdot \frac{\sin(\alpha/2) \cdot r_{cp} \cdot \operatorname{tg}(\varphi + \varphi_{np})}{f \cdot \left(1 - \frac{3l}{l_1} \cdot f_1\right) \cdot \left(1 - \frac{3l_2}{l_1} \cdot f_1\right) \cdot \frac{W}{2}}, \quad (2.2)$$

де  $W$  – сила затиску одним кулачком патрона;

$M_{кр}$  – необхідний крутний момент на торцевому ключі, яким обертають гвинт, що переміщує кулачки патрона;

$P_z$  – тангенціальна складова сили різання;

$Q$  – вихідна сила, прикладена робітником на рукоятці, ( $Q \approx 120$  Н);

$z$  – число кулачків патрона;

$D$  – діаметр затиснутої поверхні деталі;

$D_1$  – діаметр оброблюваної поверхні деталі;

$L$  – довжина рукоятки ключа;

$l$  – виліт кулачка від його опори до центра прикладання сили затиску;

$l_1$  – довжина напрямної частини кулачка;

$l_2$  – відстань між віссю затискного гвинта і віссю призми;

$r_{cp}$  – середній радіус різьби гвинта для кулачків;

$f$  – коефіцієнт тертя на робочих поверхнях призм або кулачків залежно від виду поверхні, (0,3...0,5);

$f_1$  – коефіцієнт тертя в пазах кулачків, (0,1...0,15);

$\alpha$  – кут призми кулачка (як правило,  $\alpha = 90^\circ$ );

$\varphi$  – кут підйому різьби гвинта, ( $\varphi = 2^\circ \dots 3^\circ 30'$ );

$\varphi_{\text{пр}}$  – приведений кут тертя в різьбі, ( $\varphi_{\text{пр}} = 6^\circ 30'$ );

$k$  – коефіцієнт запасу, величина якого залежить від відношення  $L_1/D$ .

При  $L/D = (0,5; 1; 1,5; 2)$  коефіцієнт запасу  $k = (1; 1,5; 2,5; 4)$ .

### **Універсальні самоцентрувальні патрони з ручним затисканням торцевим ключем**

Існують декілька типів універсальних трикулачкових самоцентрувальних патронів з ручним приводом, що відрізняються один від одного пристроєм для переміщення кулачків. Незалежно від особливостей цих пристроїв переміщення кулачків патрона в усіх випадках відбувається одночасно та з однаковою швидкістю, внаслідок чого вісь обертання циліндричної поверхні деталі буде збігатися з віссю обертання шпинделя верстата.

Найбільш широке застосування одержали універсальні трикулачкові спірально-рейкові патрони (рис. 2.2). У корпусі 1 патрона розташований диск 2, що має на одному торці конічне зубчасте колесо, а на іншому – спіральні рейкові пази, що знаходяться в зачепленні з рейками 3. У хрестоподібному пазу рейок 3 встановлюють і закріплюють гвинтами 4 прямі і зворотні накладні кулачки 5. При обертанні торцевим ключем одного з трьох конічних зубчастих коліс 6, що знаходяться в зачепленні з конічним колесом диска 2, який повертається і переміщує рейки 3 з кулачками 5 до осі патрона при затисканні деталі і від осі – при її розтисканні. Кришка 7 утримує диск 2 в корпусі патрона від поздовжнього зміщення і перешкоджає потраплянню в патрон стружки і бруду. Деякі патрони виготовляють з цільними прямими і зворотними кулачками з нарізаними на їх торцях рейками для безпосереднього з'єднання зі спіральними пазами диска 2. Недолік цих патронів полягає в тому, що радіуси кривизни на різних ділянках спіралі диска 2 різні, а радіус рейок 3 кулачків однаковий, тому контакт рейок 3 з витками спіралі диска 2 відбувається не по всій поверхні, а по невеликих (вузьких) ділянках. В результаті неповного зачеплення витків спіралі диска з рейками кулачків виникає високий питомий тиск в з'єднанні і відбувається значний знос центрувального механізму та втрата точності патрона. Для підвищення зносостійкості застосовують загартування, шліфування витків спіралі диска і рейок кулачків патрона.



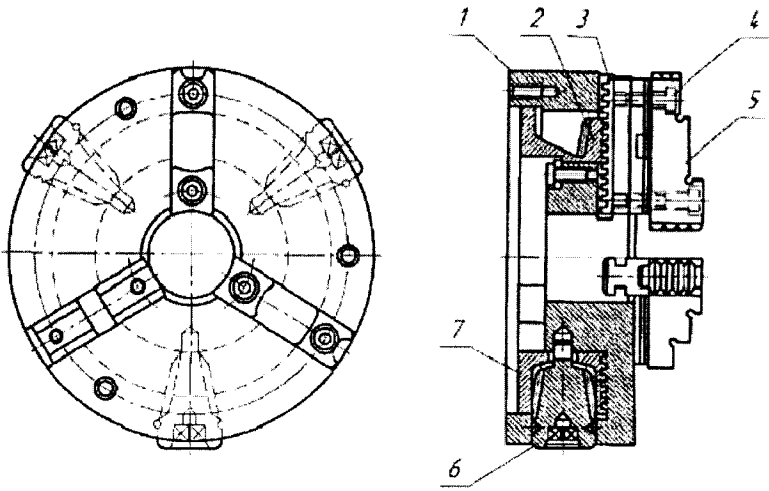


Рисунок 2.2 – Універсальний самоцентрувальний спірально-рейковий патрон

### Універсальні чотирикулачкові патрони з незалежним переміщенням кулачків

Універсальні чотирикулачкові патрони застосовують, головним чином, для встановлення та затискання деталей некруглої і несиметричної форми. Кулачки 2 такого патрона (рис. 2.3) входять своїми прямокутними виступами в пази корпусу 1 і переміщуються по різьбі за допомогою гвинтів 3, що мають головки з квадратами в потаях. Гвинти не мають осевого переміщення (утримуються стопорами 4) і переміщують кулачки патрона при їх обертанні квадратним торцевим ключем.

На передній стороні патрона нанесені кругові риски на відстані 10...15 мм одна від одної. Користуючись цими рисками, можна швидко встановити всі кулачки на однаковій відстані від центра патрона. На рис. 2.3 показано встановлення кулачків в патроні для закріплення заготовок інструменту за зовнішню поверхню. У разі необхідності кулачки можна перевернути, і закріпити заготовку інструменту за її внутрішню поверхню.

Недоліком чотирикулачкових патронів є тривалість перевірки (вивірки) положення встановлюваних і закріплювальних в них деталей. Вивірку встановлення і закріплення деталі в чотири кулачкові патрони здійснюють нижчеописаними способами.

### Вивірка «на крейду»

При високих вимогах до положення оброблюваної деталі в патроні вивірку виконують «на крейду», яку підводять до деталі, що повільно обертається, і по сліду, залишеному крейдою на поверхні, визначають, в який бік змістити кулачки для орієнтування оброблюваної поверхні по осі шпинделя. Кулачок, біля якого залишається слід крейди на деталі, подають до центра, для цього попередньо звільняють кулачок, розташований на протилежному боці патрона. Якщо слід крейди розташовується між двома кулачками, то злегка звільняють два кулачки, які розташовані на протилежній стороні від сліду, а потім подають кулачки, між якими розташовується слід крейди, до центра. Кулачки звільняють по одному, одночасно підтискаючи протилежний, щоб уникнути випадання деталі з кулачків патрона.

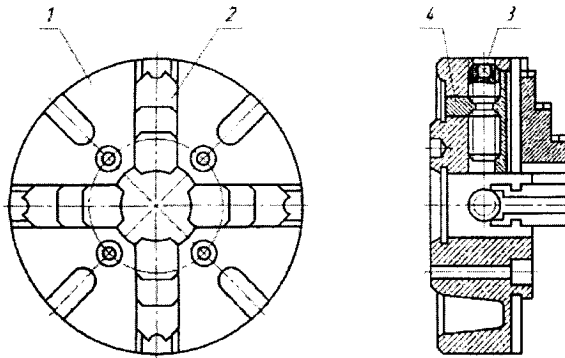


Рисунок 2.3 – Універсальний чотирикулачковий патрон з незалежним переміщенням кулачків

### Вивірка за рейсмусом

Більш високу точність установлення забезпечує вивірка за рейсмусом. Підставку рейсмуса встановлюють на поперечних напрямних супорта або на спеціальній плиті, що встановлюється на напрямні станини під патроном. Кінець голки рейсмуса підводять до контрольованої поверхні з просвітом до 1 мм. Прокрутивши шпиндель вручну, стежать за зміною просвіту і відповідно регулюють положення кулачків, домагаючись тими ж способами, що і при вивірці «на крейду», постійної величини просвіту по всьому колу заготовки (рис. 2.4, а). Торцеве биття також вивіряють за допомогою рейсмуса (рис. 2.4, б), причому положення заготовки змінюють постукуванням молотка. Після вивірки всі кулачки патрона надійно закріплюють і остаточне затискання здійснюють у послідовності 1–3–2–4 (рис. 2.4, а).

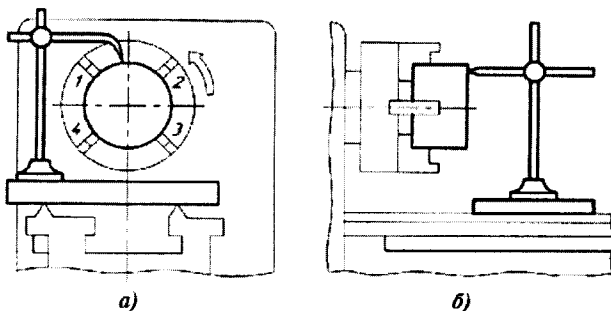


Рисунок 2.4 – Вивірка заготовки інструменту в чотирикулачковому патроні: а) рейсмус по зовнішній поверхні; б) рейсмус по торцю

#### *Вивірка за допомогою індикатора*

Ця вивірка зовнішньої, внутрішньої і торцевої поверхонь дає високу точність (рис. 2.5). Стояк індикатора встановлюють на супорті або на плиті. Штифт індикатора підводять до деталі і поворотом патрона вручну контролюють биття.

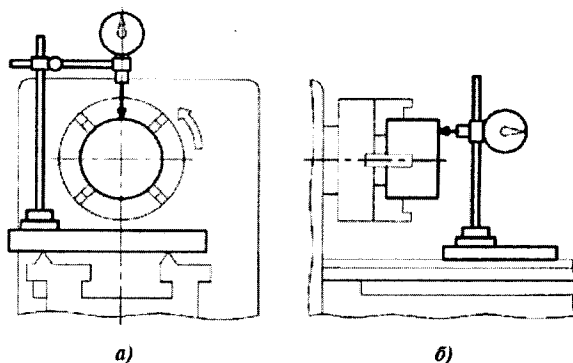


Рисунок 2.5 – Вивірка заготовки інструменту в трикулачковому патроні: а) індикатором по зовнішній поверхні; б) індикатором по торцю

#### *Вивірка за допомогою штангенрейсмуса*

Вивірку штангенрейсмусом здійснюють установленням його на плиті. Вістря ніжки штангенрейсмуса підводять до деталі і виконують вивірку так, як і рейсмусом. Наявність у штангенрейсмуса ноніуса дозволяє, крім цього, здійснювати точний контроль зміщення кулачків і точно встановлювати їх на потрібній відстані від осі шпинделя.

## Розрахунок зусиль затиску в три- і чотирикулачкових універсальних патронах

На деталь (рис. 2.6), закріплену в патроні, діють складові сили різання  $P_x$ ,  $P_y$  та  $P_z$ . Сила  $P_z$  створює на оброблювальній деталі крутний момент  $M_{\text{різ}}$ , сила  $P_x$  – осьовий зсув а сила  $P_y$  – перекидний момент.

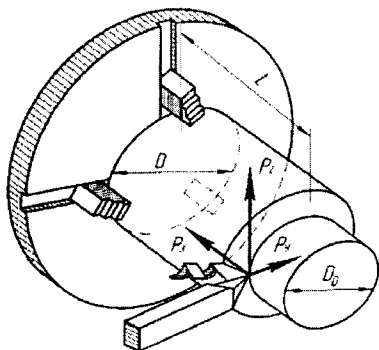


Рисунок 2.6 – Розрахункова схема токарного патрона

Величина крутного моменту  $M_{\text{різ}}$  залежить від сили  $P_z$ , радіуса  $R_0$  обробленої поверхні деталі і відношення діаметра деталі  $D$ , що затискається, та її діаметра обробки  $D_0$  (чим більше це відношення, тим менший вплив крутного моменту на деталь). Величина перекидного моменту залежить від сили  $P_y$  і відношення довжини вильоту оброблюваної деталі  $L$  і діаметра її затиснутої частини  $D$  (чим більше це відношення, тим більший вплив перекидного моменту на деталь). У загальному вигляді формула для розрахунку сумарної сили затискання оброблюваної деталі в універсальних три- і чотирикулачкових патронах має такий вигляд:

$$W_{\text{сум}} = W \cdot z = \frac{k \cdot M_{\text{різ}}}{f \cdot R} = \frac{k \cdot P_z \cdot R_0}{f \cdot R}, \quad (2.3)$$

де  $W$  – сила затискання одним кулачком патрона;

$z$  – число кулачків патрона;

$k$  – коефіцієнт запасу, (1,3...1,6);

$M_{\text{різ}}$  – момент від сили різання  $P_z$ ;

$R_0$  – радіус обробленої частини деталі;

$R$  – радіус затиснутою кулачками частини деталі;

$f$  – коефіцієнт тертя (зчеплення) між робочою поверхнею кулачків і оброблюваною деталлю (його величина залежить від виду робочої поверхні кулачків: при гладкій поверхні  $f = 0,2$ ; з кільцевими канавками  $f =$

0,3...0,4; з поздовжніми і кільцевими канавками  $f = 0,45...0,5$ ; з рифленою поверхнею  $f = 0,8...1$ ).

### Установлення універсальних патронів на шпindelь верстата

Установлення універсальних три- і чотирикулачкових патронів на шпindelь верстата здійснюється через планшайбу, яка (залежно від типу переднього кінця шпинделя верстата) або нагвинчується на передній кінець шпинделя, або центрується за зовнішнім посадковим конусом кінця шпинделя і притягається до торця фланця чотирма гвинтами (рис. 2.7). Так, на токарно-гвинторізнному верстаті моделі 16К20 планшайба патрона встановлюється на передній кінець шпинделя верстата за другим варіантом. У цьому випадку фланцеве закріплення патрона забезпечує високу точність центрування, жорсткість, унеможливорює самовідгвинчування. Для зміни патрона послаблюють чотири гайки 6, а шайбу 5 повертають так, щоб вікна прорізів шайби були напроти гайок, далі знімають патрон. Установлення і закріплення патрона виконують у зворотному порядку.

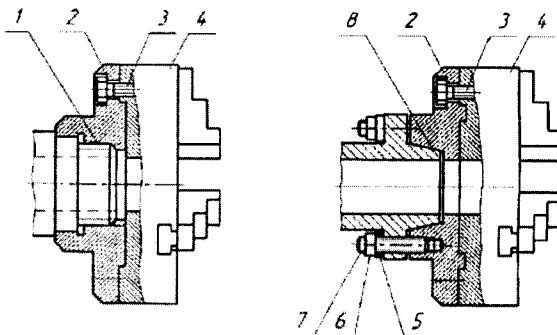


Рисунок 2.7 – Кріплення токарного патрона на шпинделі верстата:  
1 – нарізний кінець шпинделя; 2 – планшайба; 3 – гвинт; 4 – корпус;  
5 – шайба; 6 – гайка; 7 – шпилька; 8 – посадковий конус шпинделя

### Універсальні цангові патрони

Заготовки інструменту класу «вали» і «втулки» з зовнішнім діаметром  $D \leq 60$  мм і попередньо обробленою поверхнею доцільно закріплювати не в кулачкових, а в універсальних цангових патронах. Такі патрони прості у виготовленні та експлуатації, забезпечують надійність закріплення оброблюваної деталі не меншу, ніж в кулачкових патронах. На рис. 2.8, як приклад, показано подібний патрон. Цанга 4 (тонкостінна сталева або чавунна втулка з прорізами), стискаючись, при нагвинчуванні гайки 1 на нарізку циліндричної ділянки корпусу 3 патрона, входить в конічну розточку корпусу і затискає інструмент.

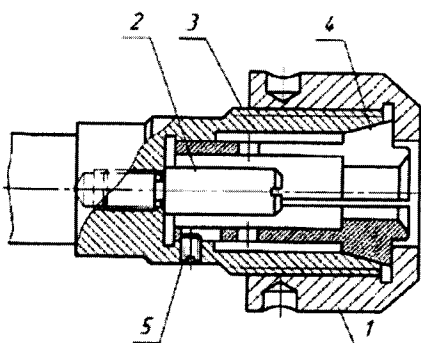


Рисунок 2.8 – Універсальний цанговий патрон: 1 – натискна гайка; 2 – регульований упор; 3 – корпус; 4 – цанга; 5 – гвинт

### Установлення і закріплення заготовок інструменту в центрах

Заготовки інструменту (свердла, протяжки і т. д.), довжина яких перевищує діаметр в п'ять і більше разів, зазвичай обробляють з установленням кінчними поверхнями центрових отворів на центрах верстата (установлення в центрах).

Для установлення оброблюваної деталі в центрах служать центрові отвори, які можуть бути двох основних типів А і Б (рис. 2.9). Центрові отвори типу Б мають запобіжний конус під кутом  $120^\circ$ , забезпечують точну і надійну посадку конуса центра в центрове гніздо навіть за наявності забоїв на торці оброблюваної деталі.

В таблиці 2.1 наведено основні розміри центрових отворів зазначених типів.

Таблиця 2.1 – Основні розміри центрових отворів

Діаметр заготовки, (мм)	Найменший діаметр кінцевої шийки вала $D2$ , (мм)	$d$ , (мм)	$D1$ , (мм) не більше	$L$ , (мм)	$l$ , (мм) не більше
4 до 6	4	1	2,5	2,5	1,2
6 до 10	6,5	1,5	4	4	1,8
10 до 18	8	2,5	5	5	2,4
18 до 30	10	2,5	6	6	3
30 до 50	12	3	7,5	7,5	3,6
50 до 80	15	4	10	10	4,8
80 до 120	20	5	12,5	12,5	6
120 до 180	25	6	15	15	7,2
180 до 250	30	8	20	20	9,6

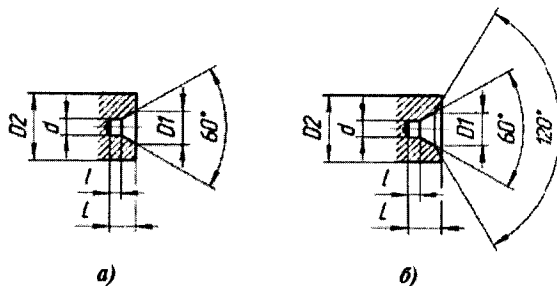


Рисунок 2.9 – Розміри центрових отворів:  
 а) тип А без запобіжного конуса; б) тип Б із запобіжним конусом

### Повідкові пристосування

Ручні пристосування застосовують для передачі обертального руху (крутного моменту) від шпинделя верстата до оброблюваної деталі, встановленої в центрах, на оправці або в патроні. До повідкових пристосувань відносять хомути, повідкові планшайби (патрони) і самозатискні повідкові патрони.

### Хомути і повідкові планшайби (патрони)

Найпростішим з повідкових пристроїв, для токарних робіт, є токарний хомут (рис. 2.10). Планшайба 1, закріплена на шпинделі верстата, має радіальний паз, в який входить відігнутий хвостовик хомути 3. Обертаючись разом зі шпинделем, планшайба 1 захоплює за собою хомут, а разом з ним встановлену в центрах заготовку 2 (рис. 2.11).

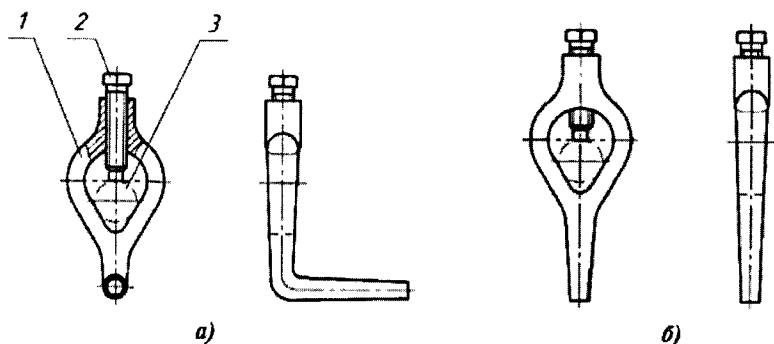


Рисунок 2.10 – Типи токарних хомути: а) з відігнутим хвостовиком; б) з прямим хвостовиком; 1 – корпус хомути; 2 – гвинт; 3 – заготовка

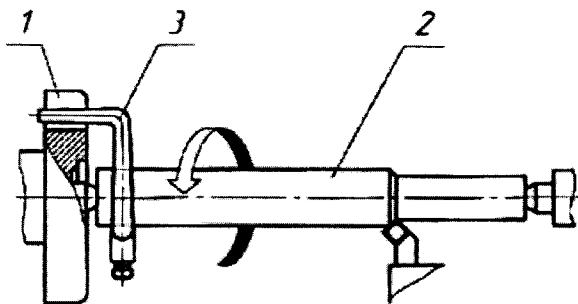


Рисунок 2.11 – Заготовка інструмента, встановлена в центрах:  
1 – планшайба; 2 – заготовка інструмента; 3 – хомут

Оскільки робота з хомутом становить певну небезпеку – можливі випадки захоплення хвостовиком одягу робітника, то з метою безпеки застосовують повідкові планшайби (патрони) з захисними кожухами.

Роль повідка виконує палець (або планка) 3, закріплений гайкою 2 в планшайбі 1 (рис. 2.12).

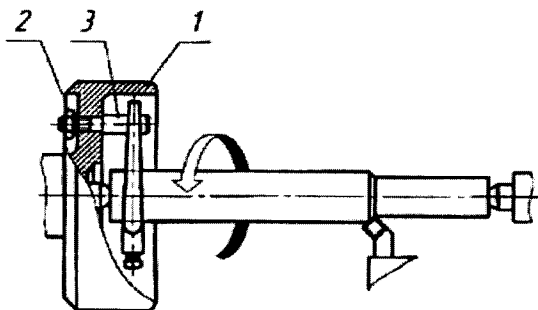


Рисунок 2.12 – Безпечна планшайба: 1 – планшайба;  
2 – гайка; 3 – палець

Для скорочення допоміжного технологічного часу, пов'язаного з установленням і зняттям хомута, застосовують різні пристрої для безпатронного і безхомутового закріплення заготовок інструменту.

Так, при обробці заготовок інструменту класу «вали» і «втулки» як повідкову планшайбу використовують повідкову оправку, що складається з плаваючого (підпружиненого) центра з повідковими зубцями (штирями) (рис. 2.13).



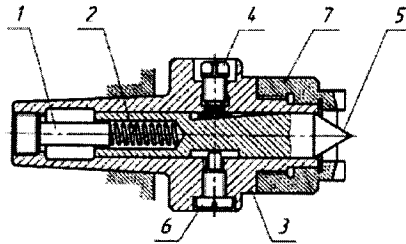


Рисунок 2.13 – Повідкова оправка: 1 – упорний гвинт; 2 – пружина; 3 – корпус; 4 – гвинт; 5 – підпружинений (плаваючий) центр; 6 – гвинт; 7 – зубці

Корпус оправки 3 має конічну частину, за допомогою якої вона встановлюється в конічну розточку шпинделя підпружиненого центра 5, вільно переміщається в осьовому отворі корпусу пружини 2, упорного гвинта 1 і повідкових зубців 7, що передають крутний момент. Гвинт 6 відіграє роль шпонки, а гвинт 4 – роль стопора.

У процесі обробки під дією осьових зусиль різання (зусилля подачі) повідкові зубці вдавлюються в торець заготовки, забезпечуючи надійний контакт між повідковою оправкою і заготовкою інструмента, та передають від шпинделя верстата крутний момент. Основним недоліком таких оправок є відносно невеликий діапазон діаметрів заготовок інструмента (максимальний зовнішній діаметр заготовки інструмента не більше двох-трьох діаметрів ділильного кола зубців).

Повідком для заготовок інструмента класу «вали» малого діаметра також може служити рифлений повідковий центр – «йорж» (рис. 2.14).



Рисунок 2.14 – Рифлений повідковий центр (йорж)

### Самозатискні повідкові патрони

Самозатискні повідкові патрони виготовляють з двома або трьома ексцентриковими кулачками з рисою, які на початку обробки під дією сил різання затискають заготовку інструмента, встановлену в центрах верстата, і передають їй крутний момент від шпинделя верстата. При збільшенні крутного моменту різання автоматично збільшується і крутний момент від шпинделя, який передається кулачками патрона на заготовку. Для зручного встановлення заготовки інструмента в центрах застосовують повідкові патрони з кулачками, що автоматично розкриваються.

Рівномірне затискання заготовки усіма кулачками забезпечується тим, що застосовують плаваючі кулачки або кулачки з незалежним переміщенням. Самозатискні повідкові патрони дозволяють встановлювати кулачки на різний діаметр обробки. На рис. 2.15 зображено самозатискний трикулачковий патрон привода з плаваючим центром.

В конусній частині 7 зварного корпусу 4 патрона встановлено нарізну пробку 5, пружину 6 і плаваючий центр 8. У корпусі 4 розташовані три вантажі 10, які коливаються на осях 3. На передній частині патрона встановлені на осях 12 три кулачки 1. Вантажі 10 з'єднані з кулачками 1 пальцями 2. Поздовжнє переміщення плаваючого центра 8 обмежується гвинтом 9. Затиск заготовки, яка встановлена в центрах, здійснюється автоматично кулачками 1 при повороті навколо осей 12 під дією відцентрових сил від вантажів 10 і сил різання. Після зупинення верстата шпindel з патроном перестає обертатися і пружини 14 розводять вантажі 10 та кулачки 1, і оброблена заготовка інструментом розтискується.

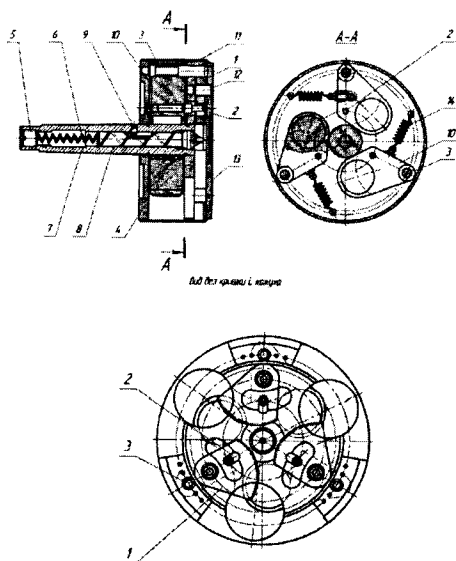


Рисунок 2.15 – Трикулачковий повідковий самозатискний патрон

Під час установа заготовки в центрах центр задньої бабки висувається і, натискаючи на заготовку, переміщує її з переднім плаваючим центром вліво, поки його конічна шийка щільно з'єднується з конічним гніздом в корпусі патрона. Для безпеки роботи патрон закритий кришкою 13 і кожухом 11. Відцентрові сили, що розвиваються кожним вантажем з отвором, залитим свинцем, при обертанні шпинделя з патроном

повертають кулачки 1, і вони попередньо затискають заготовку інструмента, щоб вона на початку процесу оброблення не повернулася під дією сил різання. Остаточне затискання заготовки інструмента кулачками патрона відбувається під дією сил різання, що викликають тертя між профільною поверхнею кулачків і поверхнею заготовки. Чим більшим момент різання, тим сильніше відбувається затискання кулачками патрона.

Величина відцентрової сили, що розвивається кожною з мас патрона і діє на один з трьох його кулачків (сила затискання одним кулачком патрона), визначається за формулою

$$P_{ц} = 0,001 \cdot G \cdot R \cdot n^2, \quad (2.4)$$

де  $G$  – вага обертових мас патрона;

$R$  – відстань від центра ваги маси до осі обертання патрона;

$n$  – число обертів шпинделя верстата.

Сумарна сила затискання деталі усіма кулачками патрона дорівнює

$$W_{\text{сум}} = P_{ц} \cdot z,$$

де  $z$  – число кулачків патрона.

У процесі розрахунку розмірів і складного профілю кулачків патрона (рис. 2.16) необхідно знати такі дані:

- величину тангенціальної складової зусилля різання;
- діапазон діаметральних розмірів заготовок, що затискаються комплектом змінних кулачків патрона;
- розмір  $h$  – відстань між віссю заготовки та віссю коливання (повороту) кулачка патрона.

При проектуванні вважаємо, що профіль робочої поверхні кулачка виготовлений за логарифмічною спіраллю з постійним кутом підйому  $\theta = 0,31$  рад  $\approx 18^\circ$ .

У цьому випадку радіуси-вектори профілю кулачка будуть дорівнювати:

- найбільший вектор кулачка:

$$r_{\text{max}} = h - R_{\text{min}} + 0,5 \cdot \theta^2 \cdot R_{\text{min}} \cdot \left(1 - \frac{R_{\text{min}}}{h}\right), \quad (2.4)$$

- найменший вектор кулачка:

$$r_{\text{min}} = h - R_{\text{max}} + 0,5 \cdot \theta^2 \cdot R_{\text{max}} \cdot \left(1 - \frac{R_{\text{max}}}{h}\right), \quad (2.6)$$

де  $R_{\text{min}}$  і  $R_{\text{max}}$  – мінімальний і максимальний радіуси затиснутої кулачками частини заготовки інструмента.

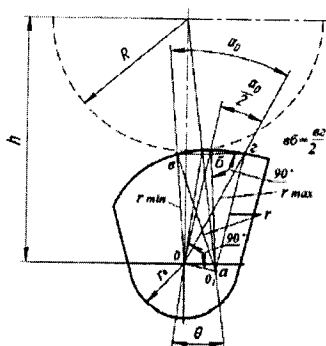


Рисунок 2.16 – Розрахункова схема для визначення розмірів і профілю кулачків повідкових самозатискних патронів

Кут повороту кулачка (в градусах) при затисканні поверхні заготовки інструмента буде визначатись за формулою

$$\alpha_{\min} = \frac{2,31 \left( \frac{r_{\max}}{r_{\min}} \right)}{\theta} \quad (2.7)$$

З іншого боку, знаючи кут  $\alpha_0$  і величину векторів кулачка  $r_{\min}$  і  $r_{\max}$ , які є сторонами кута  $\alpha_0$  з вершиною в точці  $O$  (вісь обертання кулачка), можна спроектувати профіль робочої поверхні кулачка не за логарифмічною спіраллю, а за колом. Центр цього кола, точка  $O_1$ , знаходиться на перетині перпендикуляра  $O_1b$  із центральною віссю, проведеного з середини відрізка  $og$  ( $og = og/2$ ), що з'єднає кінці векторів. Сила затискання заготовки інструмента одним кулачком патрона визначається за формулою

$$Q = M_{\text{різ}} \left[ z \cdot R_{\max} \cdot \sin \left( \theta + \frac{4 \cdot r_0 \cdot \mu}{\pi \cdot r_{\min}} \right) \right],$$

де  $M_{\text{різ}} = P_z \cdot r_p$  – момент сили різання  $P_z$ ;

$r$  – радіус найбільшої шийки ступінчастої заготовки;

$z$  – число кулачків патрона;

$\mu$  – коефіцієнт тертя на тильній поверхні кулачка, ( $\mu = 0,15$ );

$R_{\max}$  – максимальний радіус заготовки, яку можна затиснути;

$r_0$  – радіус тильної поверхні кулачка.

### Задні центри

Як раніше згадувалося, при встановленні заготовки інструмента в центрах як затискні пристосування використовують передній опорний центр, який закріплюється в шпинделі верстата, і задній опорний центр,

який закріплюється в пінолі задньої бабки. Передній центр обертається разом із заготовкою інструмента, а задній центр нерухомий. Задній центр (рис. 2.17, *а...в*) внаслідок тертя між його конусною поверхнею і центровим отвором оброблюваної деталі сильно нагрівається та зношується, тому нерухомі задні центри використовують при порівняно невеликій швидкості обертання шпинделя верстата  $n \leq 120 \text{ хв}^{-1}$ . Для зменшення зносу і збільшення стійкості центрів використовують зносостійкі центри, у яких на робочий конус наплавлено шар твердого сплаву або напаяний твердосплавний наконечник (рис. 2.17, *г*) При обробці на високих швидкостях різання застосовують обертові задні центри, які мають меншу жорсткість, ніж необертові, але не зношуються і не псують базових поверхонь, оскільки обертаються разом із заготовкою.

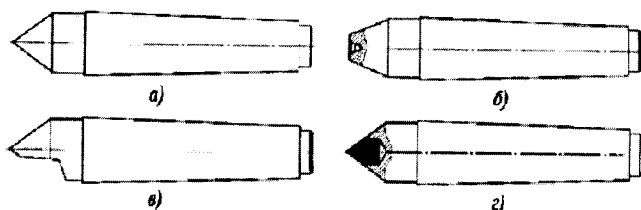


Рисунок 2.17 – Типи необертових задніх центрів: *а*) жорсткий центр; *б*) зворотний центр; *в*) півцентр; *г*) твердосплавний центр

Так, задній центр (рис. 2.18, *а*) використовують для встановлення заготовок інструмента з центровими отворами, а задній центр, зображений на рис. 2.18, *б*, – для обробки порожніх заготовок.

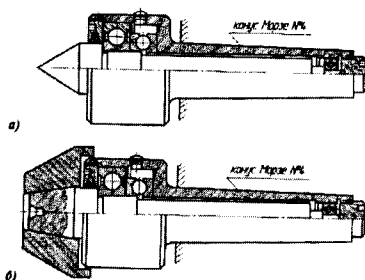


Рисунок 2.18 – Типи обертових задніх центрів: *а*) прямий; *б*) зворотний

### Люнети

Заготовки інструменту класу «вали» і «втулки» характеризуються жорсткістю, яка визначається відношенням деформувальної сили до величини деформації (при відношенні  $l/d \leq 5$  вал вважається жорстким, при  $l/d = 5...12$  – напівжорстким, а при  $l/d > 12$  – нежорстким).

Напівжорсткі і нежорсткі заготовки обробляють закріпленими в центрах і додаткових пристосуваннях (люнетках) (рис. 2.19 і 2.20), для зменшення відтискання заготовки. Відтискання призводить до збільшення розміру в середній частині заготовки інструменту (бочкоподібність), викликає сильні вібрації і може призвести до виривання центрів.

За конструкцією люнети поділяють на універсальні і спеціальні, за способом установлення на верстаті – нерухомі, що закріплюються на напрямних станини (рис. 2.19, а), і рухомі, що закріплюються на каретці супорта і рухаються разом з ним (рис. 2.19, б). Люнети мають кулачки з антифрикційного матеріалу (як правило, бронзи), які притискаються до заготовки і перешкоджають її відтисканню в процесі різання. Кулачки періодично змащують.

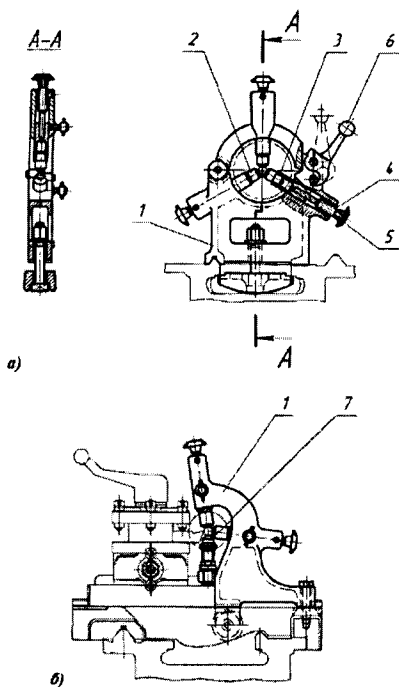


Рисунок 2.19 – Типи токарних люнетів: а) нерухомий; б) рухомий;  
 1 – корпус; 2 – кулачок; 3 – піноль; 4 – гвинт; 5 – рукоятка;  
 6 – ручка затиску; 7 – домкрат

При обточуванні заготовок твердосплавними різцями на високих швидкостях різання бронзові кулачки швидко перегріваються і зношуються, крім того, можливе заклинювання оброблюваної заготовки. У цьому випадку обробку твердосплавними різцями на високій швидкості

виконують в лонетах, оснащених роликівими кулачками. На рис. 2.20 показано подібний лонет.

У корпус 4 лонета замість бронзових кулачків встановлені два кулькові підшипники 5. В отвір кришки 6 встановлено вал 9 з пружиною, на кінці якого рухомо закріплено важіль 11 з двома кульковими підшипниками 5. При закріпленні заготовки 7 опускають кришку 6 лонета і верхньою гайкою 8 регулюють положення вала 9. Потім рукояткою 1 повертають ексцентрик 2, в спіральний паз якого входить штифт 3, встановлений в кришці 6, і кришка переміщається до центра лонета. При цьому пружина 10 притискає важіль 11 з верхніми підшипниками 5 до деталі 7, і вона затискається між верхніми і нижніми підшипниками лонета.

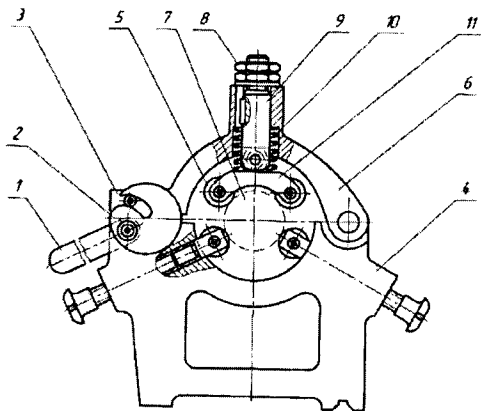


Рисунок 2.20 – Нерухомий універсальний лонет

### Установлення і закріплення заготовок інструмента на оправках

Установлення і закріплення заготовок класу «втулки» і «диски» на оправках забезпечує точне їх центрування за отвором і строгу перпендикулярність торців до осі отвору. При цьому на закріплення витрачається невелика кількість часу, а також відпадає потреба додаткової вивірки.

Залежно від способу встановлення і закріплення заготовок інструменту всі оправки можна розділити на консольні і центрові, які, в свою чергу, поділяють на: жорсткі (гладкі) для встановлення заготовок з зазором або натягом; цангові розтискні; клинові (плунжерні, кулькові); з тарілчастими пружинами; самозатискні (кулачкові, роликіві); з центрувальною пружною втулкою.

Розглянемо тільки перших два варіанти зазначених оправок, які найбільш широко використовують при обробці заготовок на токарно-гвинторізних верстатах.

Так, на рис. 2.21 зображено жорсткі центрувальні оправки, які використовують для встановлення заготовок інструменту класу «втулки», що обробляються по всій довжині та по торцях за одне встановлення, і заготовок інструменту класу «диски» з базуванням за центральним отвором. На рис. 2.21, а) показана жорстка центрувальнапологоконусна оправка 1, що являє собою зацентрований валик із зовнішньоюпологоконічною поверхнею. Заготовка інструменту 2 заклинюється на оправці 1 легким постукуванням об сталеву підставку.

На циліндричну поверхню гладкої центральної оправки 1 (рис. 2.21, б) встановлюють базовим отвором заготовку інструменту 3, потім надягають знімну шайбу 5. Ключем, загвинчуючи гайку 4, затискають заготовку інструменту 3 з упором її торцем на площину фланця 2 оправки 1. Допоміжною базою служить торцева поверхня заготовки інструменту, що визначає її положення на оправці в поздовжньому напрямку.

Значного поширення набули цангові розтискні оправки (рис. 2.21, в). Сталева загартована втулка-цанга 2 має поздовжні прорізи. Натискною гайкою 3 переміщують цангу 2 на конус оправки 1, і цанга розтискається, міцно закріплюючи посаджену на неї заготовку інструменту.

Також найбільш надійне і міцне закріплення заготовок інструменту забезпечується при їх установленні на гладкі центрувальні оправки, оснащені шпонкою (рис. 2.21, з) або шліцами (рис. 2.21, д). Для передачі такою оправкою крутного моменту від шпинделя верстата на її правому кінці є квадрат або пара лисок.

При розрахунку жорстких центрових оправок потрібно визначити діаметр робочої частини. Вихідними даними для розрахунку є такі величини: номінальний діаметр базового отвору заготовки інструменту; довжина базового отвору; верхнє і нижнє відхилення номінального діаметра отвору заготовки інструменту; момент різання і осьова сила, що виникають в процесі обробки і прагнуть повернути або перемістити заготовку інструменту на оправці.

Момент тертя  $M_{mp}$  і сила тертя  $F_{mp}$ , що перешкоджають переміщенню заготовки інструменту на оправці, визначаються за формулами

$$M_{mp} = k \cdot M_{piz},$$

$$F_{mp} = k \cdot P_0,$$

де  $k$  – коефіцієнт запасу, ( $k = 1,3 \dots 2$ );

$M_{piz}$  – момент від сили різання  $P_z$ ;

$P_0$  – осьова сила, що виникає при обробці.

Величину моменту тертя  $M_{mp}$  і сили тертя  $F_{mp}$  також можна визначити і за іншою формулою:

$$M_{mp} = f \cdot p \cdot l \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{2},$$



$$F_{mp} = f \cdot p \cdot l \cdot \pi \cdot d,$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя між поверхнями заготовки інструменту і оправкою, ( $f = 0,1 \dots 0,12$ );

$p$  – питомий тиск на поверхнях з'єднання заготовки інструменту і оправки;

$l, d$  – відповідно, довжина і номінальний діаметр базового отвору заготовки інструменту.

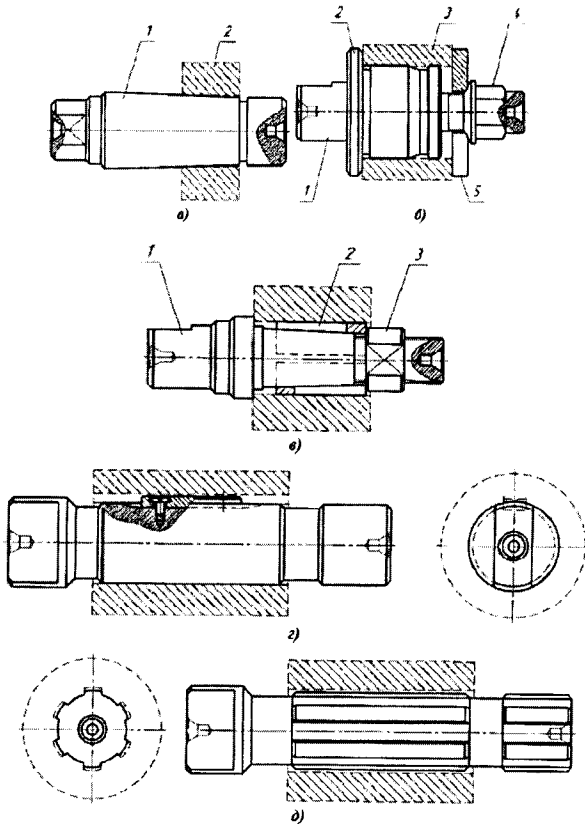


Рисунок 2.21– Типи жорстких центрових оправок

### Порядок виконання роботи

1. Перед виконанням роботи студенти мають ознайомитися з правилами техніки безпеки та з інструкцією щодо загальних правил роботи в лабораторії.

2. Вивчити методичні вказівки та довідкову літературу.

3. Вивчити конструкції і принцип роботи верстатних пристосувань, що використовуються для встановлення і закріплення заготовок інструменту на токарно-гвинторізнному верстаті моделі 16К20.

4. Зробити ескізи робочих елементів конструкції верстатних пристосувань (за необхідності зробити ескізи деяких пристосувань в складеному вигляді).

5. Провести розрахунок зусиль закріплення заготовок інструменту в верстатному пристосуванні, зазначеному у виданому завданні викладачем або навчальним майстром.

6. Скласти звіт про виконану роботу.

### Індивідуальні завдання для виконання лабораторної роботи № 2

1. Виконати розрахунок необхідної сили затискання на кожному кулачку і крутного моменту на торцевому ключі з довжиною рукоятки 500 мм при затисканні циліндричної частини заготовки інструменту в три-, чотирикулачковому патроні за даними, які наведені в таблиці 2.2 (враховуючи, що різьба на гвинті для парного варіанта М20, а для непарного М24, відстань між віссю затискного гвинта і віссю призми 55 мм, довжина напрямної частини кулачка 80 мм, виліт кулачка від його опори до центра прикладання сили затискання 50 мм).

Таблиця 2.2 – Початкові дані для розрахунку необхідної сили затискання на кожному кулачку патрона і крутного моменту на торцевому ключі

Варіант	Кут призми кулачка, $\alpha^\circ$	Тангенціаль на складова сили різання $P_z, \text{H}$	Число кулачків, $z$	Кут підйому різьби гвинта $\phi^\circ$	Діаметр оброблюваної поверхні деталі $D, \text{мм}$	Діаметр затиснутої поверхні деталі $D_1,$	Коефіцієнт тертя, $f$
1	90	1000	3	2,0	50	55	0,3
2	60	1100	4	2,5	55	60	0,35
3	120	1200	3	3,0	60	65	0,4
4	90	1300	4	3,3	65	70	0,45
5	60	1400	3	2,0	70	75	0,5
6	120	1500	4	2,5	75	80	0,3
7	90	1600	3	3,0	80	85	0,35
8	60	1700	4	3,3	85	90	0,4
9	120	1800	3	2,0	90	95	0,45
10	90	1850	3	2,5	92	95	0,3
11	90	1900	4	2,5	95	100	0,5
12	60	2000	3	3,0	100	105	0,3
13	120	2100	4	3,3	105	110	0,35
14	90	2200	3	2,0	110	115	0,4
15	60	2300	4	2,5	115	120	0,45

Продовження таб. 2.2

16	120	2400	3	3,0	120	125	0,5
17	90	2500	4	3,3	125	130	0,3
18	60	2600	3	2,0	130	135	0,35
19	120	2700	4	2,5	135	140	0,4
20	90	2800	4	3,0	140	145	0,45

2. Виконати розрахунки величини моменту тертя  $M_{тр}$  та сили тертя  $F_{тр}$  між поверхнями заготовки інструменту та жорсткою центральною оправкою за такими даними:

Варіант	Довжина базового отвору заготовки $l$ , мм	Номінальний діаметр базового отвору заготовки $d$ , мм	Коефіцієнт тертя, $F$	Питомий тиск $p$ , МПа
1	70	30	0,10	10
2	80	35	0,11	11
3	85	40	0,12	12
4	90	45	0,10	13
5	100	50	0,11	14
6	105	55	0,12	15
7	110	60	0,10	16
8	100	65	0,11	17
9	120	70	0,12	18
10	110	65	0,11	10
11	115	75	0,10	19
12	140	80	0,11	20
13	150	85	0,12	10
14	160	90	0,10	11
15	160	95	0,11	12
16	40	25	0,12	13
17	60	30	0,10	14
18	65	35	0,11	15
19	80	40	0,12	16
20	85	45	0,10	10

**Звіт до лабораторної роботи має містити:**

1. Тему та мету роботи.
2. Короткі теоретичні відомості.
3. Алгоритм виконання роботи та початкові дані для розрахунків.
4. Ескізи робочих елементів конструкції верстатних пристосувань.
5. Розрахунок зусиль закріплення заготовок в верстатному пристосуванні.
6. Висновки.

## Контрольні запитання

1. Для чого призначені універсальні дво-, три- і чотирикулачкові патрони?
2. Типова будова та сфера застосування універсальних самоцентрувальних патронів з ручним гвинтовим затискачем.
3. Назвіть декілька типів універсальних трикулачкових самоцентрувальних патронів з ручним приводом. Яка сфера їх застосування?
4. Для чого призначені універсальні чотирикулачкові патрони з незалежним переміщенням кулачків?
5. Поясніть суть методу вивірки «на крейду» та за рейсмусом.
6. Принцип роботи самозатискних повідкових патронів.
7. Який принцип роботи та сфера застосування універсальних цангових патронів?
8. Який принцип роботи та сфера застосування хомутів і повідкових планшайб?
9. Назвіть основні типи та особливості будови задніх центрів.
10. Назвіть основні типи та особливості будови люнетів.

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3

### ТЕХНІЧНЕ ОСНАЩЕННЯ СТАНДАРТНИМИ ПРИСТОСУВАННЯМИ ФРЕЗЕРНИХ ВЕРСТАТІВ (НА ПРИКЛАДІ ГОРИЗОНТАЛЬНО-ФРЕЗЕРНОГО ВЕРСТАТА МОДЕЛІ 6Н82Г)

#### Мета роботи

1. Ознайомитися з улаштуванням та принципом роботи універсальних самоцентрувальних лещат.

2. Ознайомитися з конструкцією, кінематикою і принципом роботи універсальної ділильної головки (УДГ) та оптичної ділильної головки (ОДГ).

3. Вивчити методику виведення формул налаштування УДГ при різних видах ділення, а також методику підбору передаточного відношення гітари змінних коліс УДГ при обробці гвинтових поверхонь.

4. Навчитися практичним прийомам налаштування УДГ і ОДГ при різних видах ділення і обробки гвинтових поверхонь.

*Застосовуване обладнання:* горизонтально-фрезерний верстат моделі 6М82Г.

*Об'єкти вивчення:* універсальні переналагоджувані лещата, універсальні ділильні головки марок УДГ-Д-200, УДГ-135, оптична ділильна головка марки ОДГ-135.

#### Теоретичні відомості

Всі пристосування для фрезерних верстатів за видом подачі столу поділяють на пристосування для верстатів з прямолінійною подачею, круговою і складною копіювальною подачею. За ступенем суміщення допоміжного часу з основним ці пристосування поділяють на дві групи:

- пристосування, в яких при обробці деталей допоміжний час поєднується з основним;
- пристосування, у яких при обробці деталей цей час не поєднується.

#### Універсальні самоцентрувальні лещата

Універсальні лещата застосовують для обробки всіх чотирьох класів заготовок інструменту (від класу «вали» – до класу «пластини»). Лещата мають постійні деталі (корпус, напрямні та механізм затискання) і змінні губки, які використовують для обробки різних типорозмірів заготовок інструменту. Універсальні лещата бувають з однією або з двома рухомими губками, з плаваючими губками. Залежно від напрямку сили затискання, що діє на рухому губку, лещата бувають з силою, що тягне, або зі штовхальною силою.

На рис. 3.1 показано універсальні самоцентрувальні переналагоджувані лещата з двома постійними рухомими губками 1 і 2 та змінними губками 3 і 4. При обертанні гвинта 5, з правою різьбою на одному кінці і лівою на

іншому, губки 1 і 2 лещат зсуваються (при затисканні оброблюваної заготовки інструменту) або розсуваються (при її розтисканні).

Для зменшення переміщення губок (скорочення допоміжного часу) при встановленні та знятті заготовок інструменту призматична губка 1 лещат замінена плоскою.

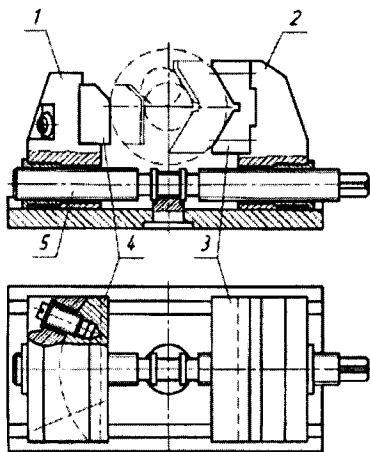


Рисунок 3.1 – Універсальні самоцентрувальні переналагоджувані лещата

### Ділильні головки

Ділильні головки призначені для повороту деталей на певний кут, ділення кола на однакові та неоднакові частини, передачі обертання заготовки інструменту при нарізанні гвинтових стружкових канавок на осьовому інструменті (свердла, зенкери, фрези тощо).

Ділильні головки поділяються на універсальні (УДГ) і оптичні (ОДГ). У свою чергу всі ділильні головки діляться на лімбові (надалі будемо розглядати цей тип головок) і безлімбові. Для проведення лабораторних робіт в аудиторії надано дві універсальні головки марок УДГ-Д-200, УДГ-135 (рис. 3.2) і дві оптичні головки марки ОДГ-135 (рис. 3.6).

### Універсальна ділильна головка

Класифікацію УДГ виконують залежно від висоти центрів, наприклад УДГ-135 і УДГ-160 мають висоту центрів 135 мм і 160 мм відповідно. Передаточне відношення цих УДГ, що характеризує число обертів рукоятки за час повного оберту шпинделя, називається характеристикою головки і позначається буквою N (ця величина дорівнює числу зубців черв'ячного колеса, в більшості випадків  $N=40$ ).

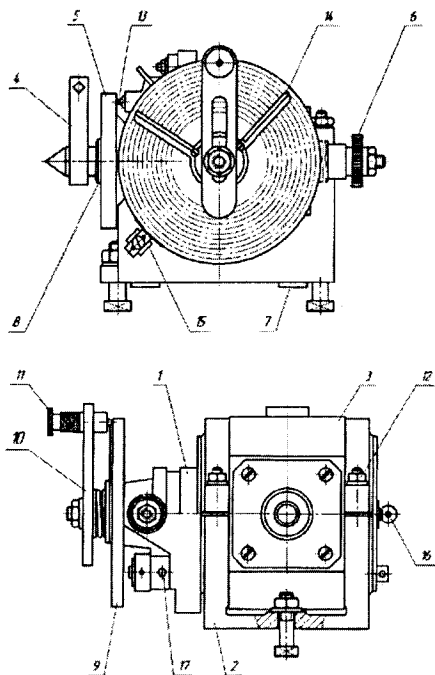


Рисунок 3.2 – Універсальна ділильна головка

На рис. 3.2 вказані такі основні елементи УДГ: 1 – кожух зубчастих передач; 2 – підстава головки; 3 – поворотний корпус головки; 4 – поводок з переднім центром; 5 – ділильний диск для безпосереднього ділення; 6 – гітара змінних коліс; 7 – напрямні шпонки; 8 – шпиндель; 9 – ділильний диск для простого і диференціального ділення; 10 – рукоятка для повороту шпинделя 8 при простому і диференціальному методі ділення; 11 – клямка (фіксатор) рукоятки 10; 12 – болти для закріплення поворотного корпуса 3 головки; 13 – клямка (фіксатор) для безпосереднього методу ділення; 14 – розсувні ніжки сектора для обмеження кута повороту рукоятки 10; 15 – стопор ділильного диска 9 для простого методу ділення; 16 – стопор для закріплення та звільнення шпинделя 8 головки; 17 – рукоятка включення і виключення черв'яка із зачеплення з черв'ячним колесом.

У ділильних головках типів УДГ-Д-200 і УДГ-135, що використовуються в даній лабораторній роботі, ділильні диски 9 для простого і диференціального методу ділення виконані двосторонніми з глухими отворами – на одній стороні диска є кола з числами отворів 16, 17,

19, 21, 23, 29, 30 і 31, а іншій стороні – 33, 37, 39, 41, 43, 47, 49 і 54, крім того, до них додаються гітара і комплект змінних зубчастих коліс з числами зубів 25, 30, 35, 40, 50, 55, 60, 70, 80, 90 і 100.

Ділильний диск 5 для безпосереднього ділення виконаний градуйованим з ціною поділки в 1°. Встановлений на корпусі головки ноніус дозволяє робити відлік кута повороту шпинделя з точністю до 5'. Для створення гвинтових стружкових канавок на осьовому інструменті корпус 3 повертають навколо горизонтальної осі у вертикальній площині на заданий кут щодо основи 2. Універсальні ділильні головки дозволяють виконувати ділення оброблюваних деталей трьома методами – безпосереднім, простим і диференціальним.

### Безпосередній метод ділення

Для налаштування УДГ на безпосередній метод ділення (рис. 3.3) необхідно вивести черв'як  $z_1$  із зачеплення з черв'ячним колесом  $z_2$ , встановити клямку 13 проти потрібного ряду отворів (24, 30 і 36) ділильного диска 5, закріпленого безпосередньо на шпинделі 8 (вал III) ділильної головки.

За ділильним рядом з 24-ма отворами можна ділити оброблювану деталь на 2, 3, 4, 6, 8, 12 і 24 частини, за рядом з 30-ма отворами додатково на 5, 10, 15 і 30 частин і за рядом з 36-ма отворами на 9, 18 і 36 частин. Ділення на 2, 3 і 6 частин можна виконати за будь-якого ряду отворів. Розрахунок повороту шпинделя головки здійснюється за формулою

$$k = \frac{K}{z}, \quad (3.1)$$

де  $k$  – число отворів ділильного ряду, на які потрібно повернути ділильний диск щодо засувки;

$K$  – повне число отворів ділильного ряду;

$z$  – задане число ділень.

### Простий метод ділення

Для простого методу ділення необхідно, щоб черв'як  $z_1$  (рис. 3.4) перебував у зачепленні з черв'ячним колесом  $z_2$ , гітара змінних коліс, що зв'яже шпиндель 8 (вал III) з валом IV, відключена або знята, а ділильний диск 9 нерухомо зафіксований стопором 18.

Ділення виконується поворотом рукоятки 10 з клямкою 11 щодо нерухомого ділильного диска 9, що має кілька окружних ділильних рядів отворів. Простим методом можна поділити оброблювану деталь на будь-яку кількість однакових частин (до 50).



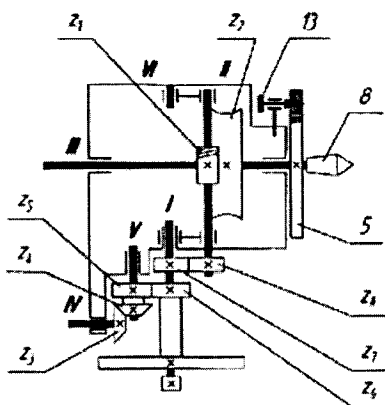


Рисунок 3.3 – Кінематична схема УДГ при безпосередньому методі ділення

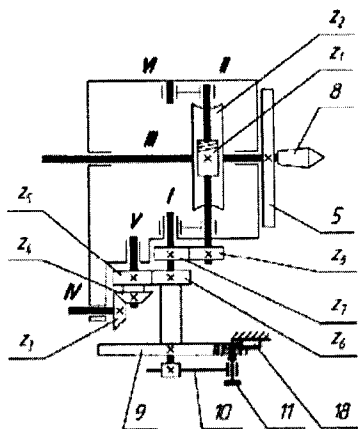


Рисунок 4 – Кінематична схема УДГ при простому методі ділення

На більшу кількість частин простим методом можна точно ділити тільки в тому випадку, якщо число ділень  $z$  при скороченні з характеристикою  $N$  ділильної головки дає неправильний дріб, чисельник якого не більше 50. Оскільки числа зубців зубчастих коліс  $z_7$  і  $z_8$  однакові, необхідний поворот  $n$  рукоятки 10 визначається за формулою

$$n = \frac{N}{z}. \quad (3.2)$$

**Приклад.** Налаштувати УДГ з  $N = 40$  на число ділень  $z = 7$ . За формулою (3.2) маємо:  $n = \frac{40}{7} = 5\frac{5}{7} = 5\frac{15}{21} = 5\frac{35}{49}$ . Це означає, що рукоятку 10 треба повернути на 5 повних обертів і додатково на 15 або 35 ділень по ділильному диску 9 з 21-им або 49-ма отворами.

### Диференціальний метод ділення

Для ділення диференціальним методом черв'як  $z_1$  (рис. 3.5) ділильної головки вводиться в зачеплення з черв'ячним колесом  $z_2$ , стопор 18 відводиться назад, звільняючи ділильний диск 9, а шпindel 8 (вал III) зв'язується з валом IV змінними зубчастими колесами  $a, b, c, d$ . Число обертів рукоятки 10 визначають як і при простому методі, але не для необхідного числа поділок  $z$ , а для досить близького до нього числа поділок  $z_\phi$ , для якого прийнятно просте ділення. Для компенсації отриманої при цьому похибки необхідно підібрати також числа зубців змінних зубчастих коліс  $a, b, c$  і  $d$  диференціальної гітари, щоб диск 9 повернувся в потрібному напрямку на величину допущеної кутової помилки повороту рукоятки 10. Передаточне відношення  $i_{z.z.k}$  диференціальної гітари визначається за формулою

$$i_{z.z.k} = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} = \frac{N}{z_\phi} \cdot (z_\phi - z). \quad (3.3)$$

Передаточне відношення  $i_{z.z.k}$  може бути додатним, і тоді напрямком обертання рукоятки 10 і диска 9 збігатимуться; воно може бути від'ємним, і тоді рукоятка 10 і диск 9 будуть обертатися в протилежних напрямках. Потрібний напрямок обертання диска 9 забезпечується встановленням в диференціальній гітарі паразитних коліс.

**Приклад.** Налаштувати УДГ з  $N = 40$  на число ділень  $z = 51$ .

1. Приймаємо  $z_\phi = 50$ . За формулою (3.2) маємо

$$n = \frac{N}{z_\phi} = \frac{40}{50} = \frac{24}{30}.$$

Отже, рукоятку 10 треба повернути на 24 ділення по ділильному диску 9 з 30-ма отворами.

2. Компенсація помилки за рахунок установаження гітари змінних зубчастих коліс визначається співвідношенням (3.3)

$$i_{z.z.k} = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} = \frac{40}{50} \cdot (50 - 51) = -\frac{40}{20} \cdot \frac{20}{50}.$$

Знак « $\leftarrow$ » говорить про те, що в гитарі змінних коліс потрібно встановити паразитне колесо.

### 3. Перевіримо на умову зчеплення підібрані зубчасті колеса

$$a + b > c + (15 \dots 20) \text{ або } 40 + 20 > 20 + 20 - \text{умову витримано};$$

$$c + d > b + (15 \dots 20) \text{ або } 20 + 50 > 20 + 20 - \text{умову витримано};$$

Це означає, що для отримання заданого числа поділок  $z = 51$  необхідно підібрати змінні зубчасті колеса з числом зубців  $a = 40$ ,  $b = 20$ ,  $c = 20$  та  $d = 50$ .

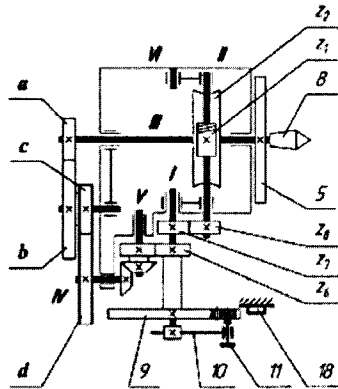


Рисунок 3.5 – Кінематична схема УДГ при диференціальному методі ділення

### Ділення на кути, виражені в градусах

На практиці часто зустрічаються випадки, коли ділення кола необхідно проводити в градусах. У цьому випадку потрібно перевести кут, вимірюваний в градусах, в кут, вимірюваний в частках кола за формулою

$$z = \frac{360^\circ}{\alpha^\circ}, \quad (3.4)$$

де  $\alpha^\circ$  – кут повороту оброблюваної деталі, виражений в градусах.

- для випадку простого ділення

$$n = \frac{N}{z} = 40 \cdot \frac{\alpha^\circ}{360} = \frac{\alpha^\circ}{9};$$

- для випадку диференціального ділення

$$n = \frac{\alpha_{\phi}^{\circ}}{9}; i_{z.z.k} = N \cdot \left(1 - \frac{\alpha_{\phi}^{\circ}}{\alpha^{\circ}}\right).$$

### Налаштування УДГ і фрезерного верстата на нарізання гвинтових канавок

Налаштування УДГ і фрезерного верстата для нарізування на оброблювальній поверхні деталі з гвинтових канавок дисковою фрезою складається з трьох основних елементів.

- Налаштування гвинторізного ланцюга, що зв'язує за допомогою змінних зубчастих коліс ходовий гвинт  $t_{x.g}$  поздовжньої подачі фрезерного верстата зі шпинделем 8 (вал III) ділильної головки.

- Налаштування ділильного кола простим методом ділення для нарізування з канавок.

- Установлення столу фрезерного верстата під кутом, який дорівнює куту нахилу нарізованих гвинтових канавок.

Для нарізування гвинтових канавок необхідно провести підбір змінних коліс гвинторізного ланцюга за формулою

$$i_{z.z.k} = \frac{a}{b} \cdot \frac{c}{d} = \frac{N \cdot t_{x.z}}{T}, \quad (3.5)$$

де  $t_{x.z}$  – крок ходового гвинта поздовжньої подачі фрезерного верстата;

$T$  – крок гвинтової лінії нарізуваної канавки.

Кут установлення столу фрезерного верстата визначається за формулою

$$\beta = \arctg\left(\frac{\pi \cdot D}{T}\right), \quad (3.6)$$

де  $D$  – діаметр нарізуваної заготовки.

При обробці правозаходних канавок стіл верстата повертають проти годинникової стрілки, лівозаходних – за годинниковою стрілкою. При нарізуванні правозаходних ліній число всіх передач в гитарі змінних коліс повинно бути парним, для лівозаходних – не парним.

### Оптична ділильна головка

На відміну від УДГ оптичні ділильні головки (ОДГ) є більш точним механізмом, тому вони застосовуються, головним чином, не для безпосереднього процесу обробки, а для точних вимірювань і контролю (рис. 3.6).

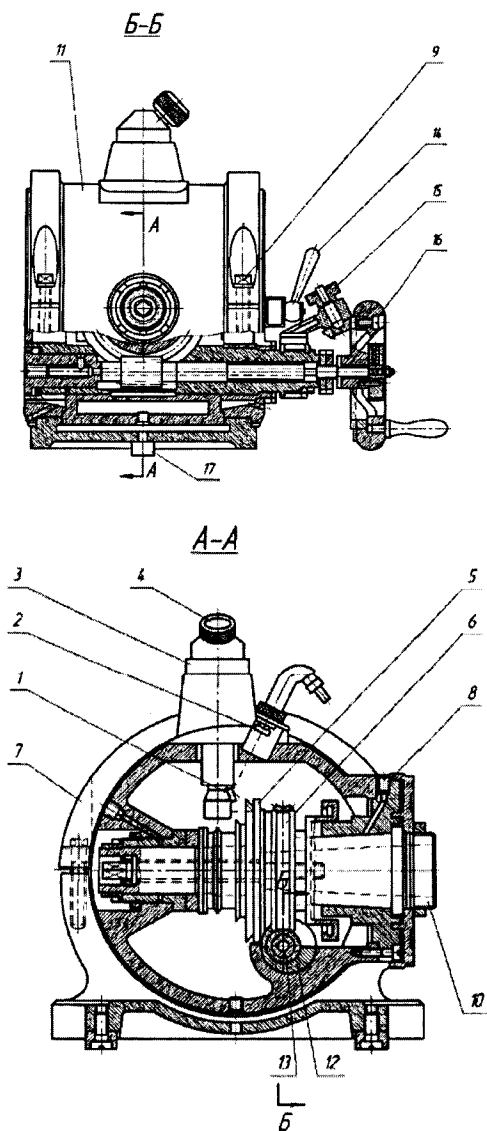


Рисунок 3.6 – Оптична ділильна головка

Будова та принцип роботи ОДГ зовсім інший, ніж у УДГ. Ділення і поворот оброблюваної деталі на заданий кут можуть проводитися тільки за допомогою методу безпосереднього ділення.

Якщо ділення не вимагає високої точності, то воно може проводитися за градуйованим ділильним диском 8, який закріплено на передньому кінці шпинделя 10. В цьому випадку зазвичай за рахунок повороту ексцентрикової корпусної втулки 12 черв'як 13 виводять із зачеплення з черв'ячним колесом 6, а шпиндель з оброблюваної деталлю повертають вручну. Для точного ділення, навпаки, черв'як 13 вводять в зачеплення з черв'ячним колесом 6, і поворот шпинделя здійснюють попередньо (грубо) маховичком 16 і остаточно (точно) маховичком 15, а відлік кута повороту в цьому випадку виконують за допомогою оптичної системи з окуляром за скляним ділильним диском 5, який також закріплений на шпинделі 10. Після повороту шпиндель закріплюється рукояткою 14. Оптична система складається з мікроскопа 3 з окуляром 4, лампочки 2, що відображає пластинку 1, на якій нанесена шкала з 60-ма поділками для відліку хвилин і ділильного диска 5 з 360-ма поділками для відліку градусів. Шпиндель 10 змонтований в поворотному корпусі 11, який може повертатися у вертикальній площині спільно зі шпинделем щодо заснування 7 головки на  $+100^\circ$  і  $-10^\circ$  з точністю відліку цього повороту  $\pm 6'$ .

У встановленому положенні корпус закріплюється в підшипниках основи болтами 9. Напрямні шпонки 17 служать для правильного встановлення головки на столі верстата.

Налаштування ОДГ здійснюється за допомогою встановлення шпинделя головки в кожен із заданих позицій на градуйованому на 360 частин диску і шкалі, що має 60 поділок.

### **Порядок виконання роботи**

1. Перед виконанням роботи студенти мають ознайомитися з правилами з техніки безпеки та з інструкцією з загальних правил роботи в лабораторії.

2. Вивчити методичні вказівки та довідкову літературу.

3. Вивчити конструкцію і принцип роботи універсальних самоцентрувальних лещат, зробити ескізи їх основних елементів.

4. Вивчити конструкцію, кінематику, принцип роботи та методику налаштування УДГ при різних видах ділення, а також методику підбору передаточного відношення гідари змінних зубчастих коліс УДГ при нарізуванні гвинтових канавок.

5. Вивчити конструкцію, кінематику, принцип роботи та налаштування ОДГ при безпосередньому методі ділення.

6. Зробити ескізи робочих елементів конструкції і кінематики УДГ і ОДГ (при необхідності зробити ескізи УДГ і ОДГ в зборі).

7 Виконати необхідні розрахунки (згідно з виданим викладачем або навчальним майстром завданням, табл. 3.1) з налаштування УДГ на задане число ділень і налаштування передаточного відношення гідари змінних зубчастих коліс УДГ при нарізуванні гвинтових канавок.

7 Скласти звіт про виконану роботу.

Таблиця 3.1 – Індивідуальні завдання для налагодження УДГ

Варіант	Характеристика N	Число ділень z	Варіант	Характеристика N	Число ділень z
1	30	18	16	30	91
2	40	20	17	40	38
3	60	22	18	60	42
4	30	24	19	30	53
5	40	25	20	40	45
6	60	26	21	60	73
7	30	27	22	30	101
8	40	28	23	40	93
9	60	32	24	60	57
10	30	34	25	30	44
11	40	35	26	40	46
12	60	36	27	60	62
13	30	52	28	30	63
14	40	61	29	40	81
15	60	71	30	60	82

### Контрольні питання

1. Для чого призначені ділильні головки?
2. Коротко опишіть суть безпосереднього методу поділу.
3. Яким чином здійснюється перевірка на умови зачеплення підібраних зубчастих коліс при диференціальному поділі?
4. Як здійснюється налаштування ділильної головки для нарізання гвинтових канавок?
5. Коротко опишіть будову оптичної ділильної головки.

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4 ВИЗНАЧЕННЯ ДІЙСНОГО ЗНАЧЕННЯ ЧАСТОТ ОБЕРТАННЯ ШПИНДЕЛЯ

### Мета роботи

1. Ознайомитися з будовою та принципами роботи основних вузлів токарно-гвинторізного верстата мод. 1А616.

2. Ознайомитись із методикою визначення дійсного значення частот обертання шпинделя та експериментальним стендом.

3. Виконати порівняння теоретичних розрахунків і експериментальних даних та зробити висновки щодо похибок частот обертання шпинделя.

*Застосовуване обладнання:* токарно-гвинторізний верстат моделі 1А616 та оптичний тахометр.

*Об'єкти вивчення:* токарно-гвинторізний верстат моделі 1А616, а саме: його коробка швидкостей та шпindelний вузол.

### Теоретичні відомості

#### Загальна характеристика верстата

Токарно-гвинторізний верстат моделі 1А616 (рис. 4.1) є універсальним верстатом і призначений для різних токарних робіт в умовах індивідуального та дрібносерійного виробництва, виконуваних в центрах або в патроні, також для нарізання різьб: метричної, дюймової, модульної та пітчевої.

Висота центрів верстата дорівнює 165 мм, а максимальна відстань між центрами – 710 мм.

Найбільший діаметр оброблюваної деталі класу дисків, що встановлюється над станиною, становить 320 мм, а максимальний діаметр деталі класу валів, закріплених у центрах над нижньою частиною супорта, не має перевищувати 180 мм.

Крізь отвір шпинделя проходить пруток діаметром до 34 мм. Найбільша довжина обточування деталей з механічною подачею супорта дорівнює 660 мм, тобто на 50 мм менше, ніж максимальна відстань між центрами.

Без додаткових змінних коліс на верстаті моделі 1А616 можна нарізати різьби підвищеної точності: метричні з кроком від 0,5 до 24 мм; дюймові з числом ниток на 1 дюйм від 56 до 1; модульні з кроком в модулях від 0,25 до 5,5 мм і пітчеві з кроком в пітчах від 128 до 2.

Передбачена можливість нарізування особливо точних різьб шляхом усунення з кінематичного ланцюга зубчастих передач коробки подачі і застосування спеціальних прецизійних змінних зубчастих коліс.



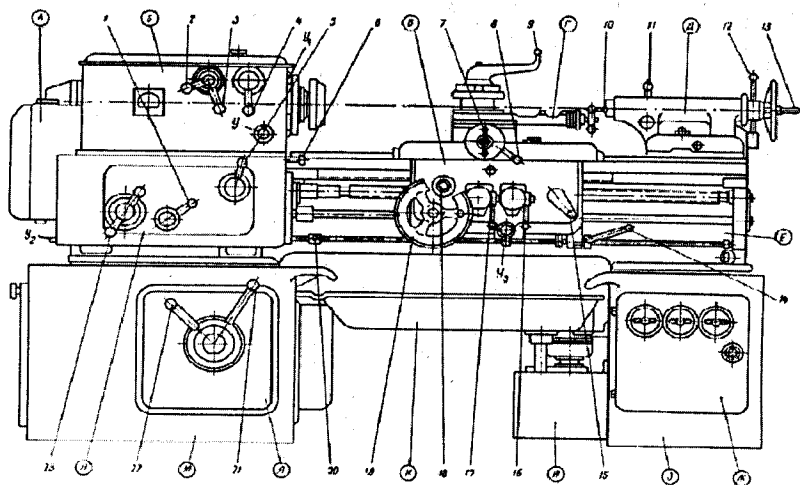


Рисунок 4.1 – Загальний вигляд верстата мод. 1А616

### Будова верстата

Станина Е (рис. 4.1) встановлена на двох тумбах – передній М і задній З, між якими розташований піддон І (для збирання стружки). У передній тумбі змонтована коробка швидкостей Л, а в задній – електрошафа Ж. Крім того, до задньої тумби прикріплений бак И і насос охолоджувальної рідини, а на передній – головний електродвигун.

У лівій головній частині станини закріплена зверху передня бабка Б, а на бічній лицьовій частині – коробка подач Н. Гітара змінних коліс А встановлена з лівого торця станини.

Фартух В з супортом Г переміщуються по зовнішніх напрямних станини, а задня бабка Д – по внутрішніх її напрямних. Разом з верстатом поставляються трикулачковий самоцентрувальний патрон підвищеної точності типу ТМ-165 і МС-200 відповідно діаметром 165 і 200 мм і повідковий патрон діаметром 250 мм з пальцем і прихватом, а також упорні центри. За особливим замовленням поставляються рухомий і нерухомий люнети.

### Кінематика верстата

#### *Рух різання*

Привод руху різання верстата моделі 1А616 є розділеним. Він складається з двох клинопасових передач, дванадцятиступневої коробки швидкостей і переборного пристрою.

Приводний вал II коробки швидкостей зв'язаний (рис. 4.2) з електродвигуном потужністю 4,5 кВт клинопасовою передачею 135-168. Тривалова коробка швидкостей має три подвійних рухомих блоки шестерень Б1, Б2 та Б3 і одну одиночну рухомих шестерню 55. Вал III отримує обертання від вала II через шестерні 41-26, коли блок Б1, як показано на схемі, зсунутий вліво, або через шестерні 39-31 при крайньому правому положенні блоку Б1 або за допомогою шестерень 14-55. В останньому випадку шестерня 55 вводиться в зачеплення з шестернею 14, а блок Б1 встановлюється в середнє нейтральне положення.

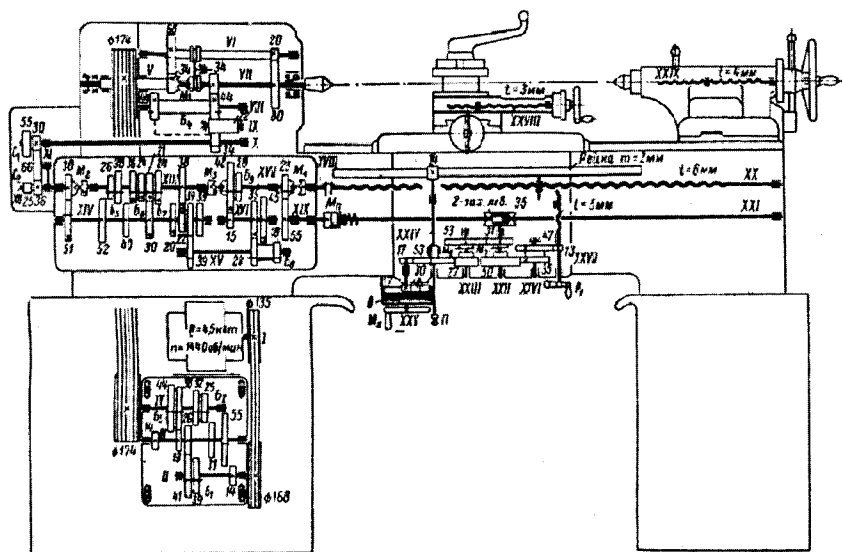


Рисунок 4.2 – Кінематична схема верстата мод. 1А616

Два подвійних блоки шестерень Б2 і Б3 дозволяють збільшити кількість швидкостей на вихідному валу IV коробки швидкостей до дванадцяти. Нижній ряд чисел від 11 до 280 обертів в хвилину шпинделя передається, як показано на схемі, через перебір. Обертання від коробки швидкостей за допомогою клинопасової передачі 174-174 надається порожнистому валу V і далі через шестерні 34-68, вал VI і зубчасту передачу 20-80 шпинделя VII.

Верхній ряд чисел обертів шпиндель отримує при ввімкненій кулачковій муфті Мг безпосередньо від порожнистого вала V.

Графік частот обертання шпинделя верстата мод. 1А616 показано на рис. 4.3.

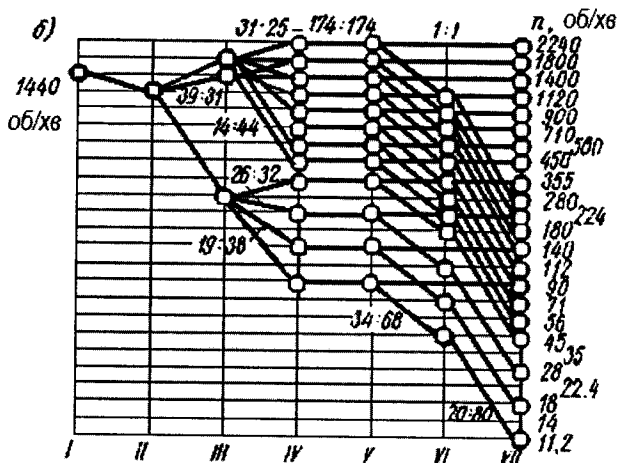


Рисунок 4.3 – Графік частот обертання шпинделя верстата мод. 1А616

### *Рух подач*

Рух подач супорта здійснюється від шпинделя. Вал X одержує обертання через шестерні 34-44-22-34. Рухома шестерня 34 на валу X служить для зміни напрямку подач супорта. При зміщенні шестерні ліво вал X отримує обертання від блока шестерень Б4, мінаючи паразитну шестерню 22. Для подачі супорта змінні блоки шестерень С1 і С2 встановлюються так, як показано на схемі, і вал XII приводиться в рух від вала X через шестерні 30-66-36. Теоретично коробка подач може забезпечити 48 швидкостей. Однак внаслідок близького збігу ряду швидкостей практично коробка подач дає лише 22 різні величини подачі.

Проміжний вал XIX і зв'язаний з ним через запобіжну муфту Мп ходовий вал XXI отримують обертання від вихідного вала XVII коробки подач через колеса 23-55. Ходовий вал XXI передає обертання за допомогою черв'ячної передачі 2-35 валу XXII. Останній зв'язаний з валом XXIII колесами 31-53.

Зубчаста муфта М6 служить для вимкнення поздовжньої подачі супорта. Рух від вала XXIII передається супорту через муфту М6, колеса 27-53, вал XXIV і рейкову передачу 14 ( $t = 2$  мм). Поперечна подача здійснюється ходовим гвинтом XXVII (при ввімкненій муфті М5), який отримує обертання від вала XXII через зубчасті передачі 50-35 і 47-13.

### *Рух утворення гвинтової поверхні*

Для нарізування різьби з кроком до 6 мм рух, як і при подачі супорта, запозичується від шпинделя верстата. Різьби з більш крупним кроком нарізаються при задіяному переборі з використанням ланки збільшення

кроку. Для цього блок шестерень Б4 пересувають вправо, поки його ліва шестерня 44 не ввійде в зачеплення з шестернею 34, закріпленою на порожньому валу V. У цьому випадку переміщення супорта буде здійснюватися від вала V. Для нарізування метричної та дюймової різьб змінні блоки шестерень С1 і С2 встановлюються так само, як і при подачі: 30-66-36. При нарізуванні модульної та півчевої різьб змінні блоки переставляють так, щоб рух вала XII передавався шестернями 36-66-55. Для деяких кроків різьб застосовуються й інші варіанти встановлення змінних блоків, при яких рух передається шестернями 25-66-55 або 36-66-30.

Коли нарізаються дюймові і півчеві різьби (як показано на схемі), кулачкова муфта М2 вимкнена. Колесо 51 зачеплене з шестернею 30 вала XII, а шестерня 39 на валу XV введена в зачеплення з шестернею 39 подвійного блока 22-39, що вільно сидить на валу XIV. Для нарізування метричних і модульних різьб вмикається муфта М2, колесо 51 виводиться з зачеплення, а шестерня 39 переміщається по валу XV вправо до зачеплення з колесом 39, жорстко закріпленим на валу XIV. Супорт отримує рух від коробки подач через кулачкову муфту М4, проміжний валик XVIII і ходовий гвинт XX.

### *Допоміжні рухи*

Лімб Л поздовжньої подачі супорта отримує обертання від вала XXIV через шестерні 53-17 і передачу 30-30-117 з внутрішнім зачепленням.

### **Експериментальна частина роботи**

В експериментальній частині роботи необхідно дослідити привід руху токарно-гвинторізного верстата моделі 1А616. Верстат має ступінчатий привід головного руху з таким вихідними даними:  $n_1 = 11,2 \text{ хв}^{-1}$ ;  $\varphi = 1,26$ ;  $Z = 24$ ;  $n_d = 1450 \text{ хв}^{-1}$ .

Наведені на графіку (див. рис. 4.3) теоретичні частоти обертання шпинделя верстата збігаються з табличними, які написані на механізмі перемикання частот обертання шпинделя.

Як відомо з кінематики, дійсні частоти обертання шпинделя відрізняються від теоретичних через те, що при розрахунках передаточного відношення коробок швидкостей застосовується знаменник геометричного ряду  $\varphi = 1,26$ ; який не забезпечує отримання цілого значення частот (які вказано на механізмі перемикання та в ряді стандартних частот для заданого значення знаменника  $\varphi$ ).

Для визначення дійсного значення частот обертання застосовується цифровий лазерний безконтактний тахометр типу «DT-2234С» (рис. 4.4).

Високоточний лазерний цифровий безконтактний тахометр «DT-2234С» призначений для вимірювання частоти обертання поверхні в межах від 2,5 до 99999 об/хв на відстані до 50 см та з точністю до  $\pm 0,05\%$ .



Рисунок 4.4 – Загальний вигляд високоточного лазерного цифрового безконтактного тахометра «DT-2234C»

Основні технічні характеристики лазерного тахометра «DT-2234C»:

- ціна поділки: 0,1 об/хв (частота до 1000 об/хв) та 1 об/хв (частота вище 1000 об/хв);
- точність  $\pm 0,05\%$ ;
- час вимірювання 0,5 с;
- дисплей 0,6", тип матриці LCD на 6 цифр;
- розміри: 184×76×30;
- вага 146 г.

#### Робота на верстаті

**Попередження 1.** Оскільки верстат живиться від трифазної мережі напругою 380 В, то при вмиканні силового струму слід бути уважним, щоб не отримати пошкодження! У разі виникнення нестандартної ситуації натиснути на кнопку «загальний стоп».

**Попередження 2.** Перед початком роботи на верстаті (вмиканням шпинделя) перевірити надійність затискання оправки у шпинделі. Після перевірки надійності затискання оправки можна ввімкнути шпиндель верстата.

Алгоритм виконання експериментальної частини роботи на верстаті викладений нижче.

1. Підготувати лазерний безконтактний тахометр.
2. На верстаті встановити найменші оберти шпинделя ( $11,2 \text{ хв}^{-1}$ ).

3. Перевірити надійність затискання оправки у шпинделі верстата.
4. Ввімкнути головний вимикач силової шафи верстата.
5. Ввімкнути шпиндель верстата.
6. Зняти показники дійсних обертів шпинделя на тахометрі.
7. Зупинити шпиндель кнопкою «Стоп».
8. Встановити наступне значення частоти обертання шпинделя, повторюючи пункти 5, 6, 7 для перебору усіх значень частот.
9. Значення дійсних обертів занести у таблицю за поданою нижче формою.

Табличні (теоретичні значення)	11,2	14	18	22,4	28	35	45	56	71	90	112	140
Дійсні значення												
Середнє значення												
Похибка, $\Delta$ , %												
Табличні (теоретичні значення)	180	224	280	355	450	560	710	900	1120	1400	1800	2240
Дійсні значення												
Середнє значення												
Похибка, $\Delta$ , %												

Таким чином, потрібно визначити дійсні оберти для кожної табличної (теоретичної) частоти, змінюючи їх за допомогою механізму перемикачання.

**Попередження 3.** Перемикачання частот обертання виконувати тільки при зупиненому шпинделі.

**Попередження 4.** Не наводити лазерний промінь безконтактного тахометра «DT-2234C» в очі! Це може призвести до враження сітківки ока.

Після визначення середнього значення дійсних частот обертання шпинделя (записати декілька дійсних значень та визначити середнє) нанести їх штрихпунктирними лініями на графік частот обертання шпинделя (див. рис. 4.3). Підрахувати похибку теоретичного (табличного) та дійсного значень. Зробити висновки.

**Звіт до лабораторної роботи має містити нижченаведене.**

1. Тему та мету роботи.
2. Теоретичні значення частот обертання шпинделя за вихідними даними.
3. Алгоритм виконання роботи.
4. Таблицю за результатами дослідів, графік з дійсними значеннями частот обертання шпинделя.
5. Висновки.

#### **Контрольні запитання**

1. Скільки частот обертання забезпечує коробка швидкостей верстата мод. 1A616?
2. Як забезпечується верхній ряд чисел обертів шпинделя верстата мод. 1A616?
3. Як забезпечується нижній ряд чисел обертів шпинделя верстата мод. 1A616?
4. Яким чином здійснюється вимірювання реальної частоти обертання шпинделя верстата?
5. Поясніть чому не збігаються значення реальних частот обертання шпинделя з теоретичними.

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 5 НАЛАШТУВАННЯ ВЕРТИКАЛЬНО-СВЕРДЛИЛЬНОГО ВЕРСТАТА МОДЕЛІ 2Н125

### Мета роботи

Ознайомитись з верстатом і правилами налаштування на обробку отвору. Вивчити робочі прийоми нарізання різьби мітчиком. Виконати обробку на верстаті заготовки згідно з завданням викладача.

*Застосовуване обладнання:* верстат вертикально-свердильний мод. 2Н125, заготовка, лещата механічні, комплект осьових ріжучих інструментів.

*Об'єкт вивчення:* верстат вертикально-свердильний мод. 2Н125.

### Теоретичні відомості

Свердильні верстати призначені для отримання циліндричних і конічних наскрізних і глухих отворів, а також їх розсвердлювання, зенкерування, розгортання, розточування і нарізання різьби.

В промисловості використовують такі типи свердильних верстатів: одношпindelні вертикально-свердильні; радіально-свердильні; багатошпindelні свердильні; горизонтально-свердильні для глибокого свердління; центрувальні; агрегатні на базі силових головок; настільно-свердильні.

Основними розмірами, якими характеризуються свердильні верстати, є: найбільший діаметр свердління, а також виліт шпинделя, для радіально-свердильних верстатів – найбільший хід шпинделя, номер конуса в отворі шпинделя, а для горизонтально свердильних – найбільша глибина свердління.

Таблиця 5.1 – Технічні характеристики вертикально-свердильного верстата 2Н125

Найбільший діаметр свердління в сталі 45 ГОСТ 1050-74, мм	25
Розміри конуса шпинделя за СТ СЭВ 147-75	Морзе 3
Відстань осі шпинделя до напрямних колони, мм	250
Найбільший хід шпинделя, мм	200
Відстань від торця шпинделя, мм: до столу	60-700
до плити	690-1060
Найбільше (встановлене) переміщення свердильної головки, мм	170
Переміщення шпинделя за один оберт штурвала, мм	122, 46
Робоча поверхня столу, мм	400×450
Найбільший хід столу, мм	270
Встановлений розмір Т-подібних пазів в столі за ГОСТ 1574-75:	
-центрального	14Н9
-крайніх	14Н11



### Продовження таб. 5.1

Відстань між двома Т-подібними пазами за ГОСТ 6669-75, мм	80
Кількість швидкостей шпинделя	12
Граничні числа обертів шпинделя, об/хв.	45-2000
Кількість подач, мм/об	9
Межі подач, мм/об	0,1-1,6
Керування циклами роботи	Ручне
Напруга живлення, В	380/220
Електродвигун головного руху, кВт	2,2
Електронасос охолодження, кВт	0,12
Продуктивність, л/хв	22
Габарити верстата, мм: висота	2350
ширина	785
довжина	915
Маса верстата, кг	880

Вертикально-свердлильний верстат моделі 2Н125 (рис. 5.1) призначений для виконання операцій свердління, розсвердлювання, зенкерування, розгортання, цекування отворів і нарізання різьби мітчиками.

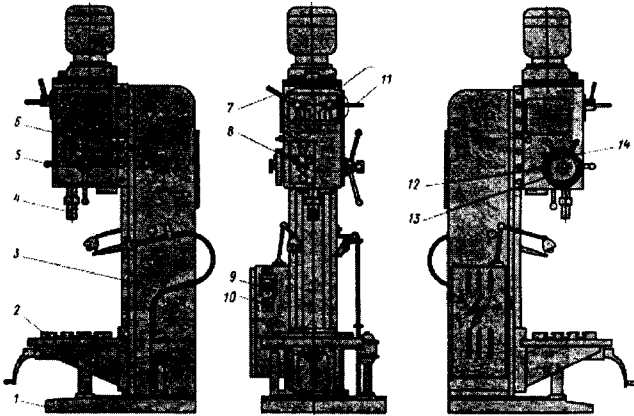


Рисунок 5.1 – Загальний вигляд вертикально-свердлильного верстата моделі 2Н125: 1 – основа; 2 – стіл; 3 – колона; 4 – шпиндель; 5 – штурвал механізму вертикального переміщення шпинделя; 6 – коробка швидкостей і подач; 7 – рукоятка перемикання швидкостей; 8 – пульт керування; 9 – вимикач електроживлення; 10 – вимикач подачі охолоджувальної рідини; 11 – рукоятка перемикання подач; 12 – кулачок для налаштування глибини нарізання різьби; 13 – лімба для відрахування глибини обробки; 14 – кулачок для налаштування глибини обробки

Оброблювана деталь встановлюється на столі верстата і закріплюється в машинних лещатах чи в спеціальних пристосуваннях. Суміщення осі отвору з віссю шпинделя здійснюється переміщенням пристосування разом з деталлю на столі верстата. Ріжучий інструмент, залежності від форми його хвостовика, закріплюється в конусному отворі шпинделя верстата безпосередньо чи за допомогою перехідних втулок чи в патроні. Згідно з висотою оброблюваної деталі і довжиною ріжучого інструмента виконується вертикальне встановлення столу чи шпиндельної бабки.

Наявність на верстаті механічної подачі шпинделя при ручному керуванні циклами роботи допускає обробку деталей у широкому діапазоні розмірів з різних матеріалів з використанням інструмента з високовуглецевих і швидкоріжучих інструментальних сталей і твердих сплавів.

Загальний вигляд блока керування вертикально-свердильного верстата моделі 2Н125 показано на рис. 5.2, а пульт керування – на рис. 5.3.

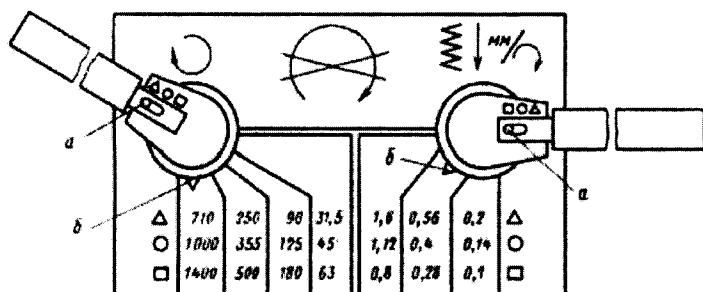


Рисунок 5.2 – Загальний вигляд блока керування коробкою швидкостей і коробкою подач

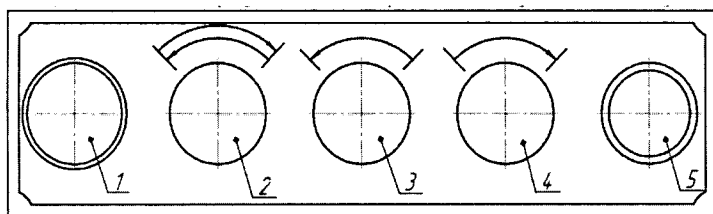


Рисунок 5.3 – Пульт керування верстатом моделі 2Н125: 1 – кнопка «стоп», 2 – кнопка «реверс», 3 – кнопка ввімкнення обертання шпинделя «вліво», 4 – кнопка ввімкнення обертання шпинделя «вправо», 5 – індикаторна лампа

### Механізм вертикального переміщення шпинделя верстата

Механізм вертикального переміщення (рис. 5.4) складається зі штурвала 1, штифта 2, муфти Мф.3, складається з двох частин – правої півмуфти 3 з торцевими зубцями «а», встановленої на шліцах валашестерні 8 і лівої півмуфти 7 з торцевими зубцями «б», закріпленої на черв'ячному колесі  $z = 60$ , віджимної пружини 4, «собачок» 5 зачеплених скошеними зубцями з двостороннім храповим диском 6, який лівими зубцями з'єднаний з лівою півмуфтою 7.

Ввімкнення і вимкнення вертикальної подачі шпинделя 9 виконується за допомогою муфти Мф3. Обертанням штурвала 1 «від себе» виступи «б» півмуфти 3 під дією пружини 4 потрапляють у впадини «а». Півмуфти роз'єднані, і черв'ячне колесо  $z = 60$  разом з півмуфтою 7 вільно обертається на гладкій шийці вала 8 – механічна подача при цьому вимкнена.

Кришка 10 при цьому зсунута вправо, відповідно, між ступицею штурвала 1 і валом 8 наявний люфт.

При обертанні штурвала 1 «на себе» виступи «а» і «б» повертають праву півмуфту 3 і вал 8 з шестернею  $z = 13$  – відбувається швидке опускання шпинделя 9 за рахунок зубчатої рейки.

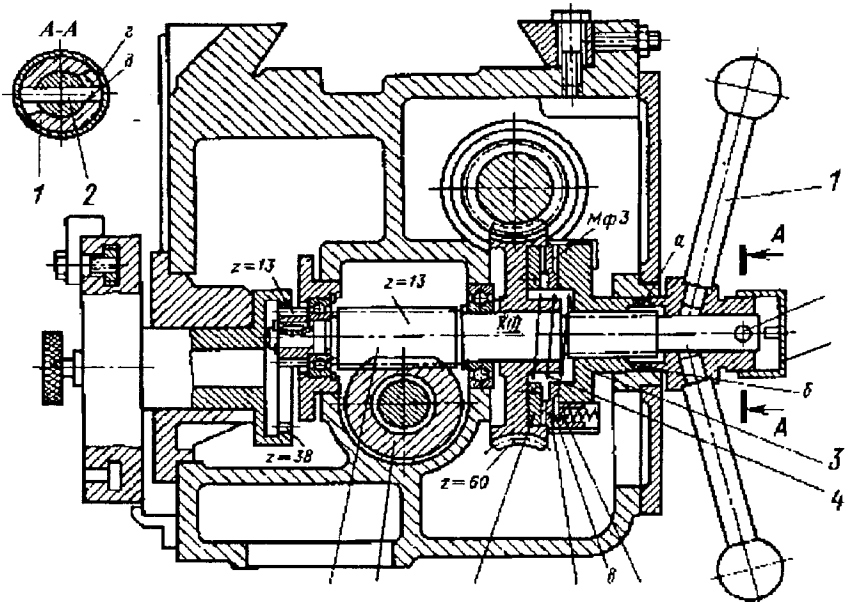


Рисунок 5.4 – Механізм вертикального переміщення шпинделя верстата моделі 2Н125

При дотиканні вершини свердла до деталі крутний момент, потрібний для повороту штурвала 1, збільшується, і штурвал можна повернути відносно вала 6 на кут  $20^\circ$ , тобто на кут, утворений між штифтом 2 і стінкою «д» паза цього штифта на ступиці штурвала 1. При прокручуванні штурвала відносно вала 8 торці виступів «а» перемістяться на торці виступів «б» і змістять півмуфту 3 вліво – відбудеться ввімкнення муфти  $M\phi 3$ , і рух від черв'ячного колеса через храповий механізм 6, праву півмуфту 3, шліцьове з'єднання, шестерню  $z = 13$  вала 8 передається на зубчасту рейку шпинделя 9. Тобто, буде здійснюватись механічна подача шпинделя 9.

Корпус правої півмуфти 3 за допомогою собачок 5 зі скошеними зубцями з'єднаний з двостороннім храповим диском 6. Тому при ввімкненій муфті  $M\phi 3$  і механічній подачі можна виконувати обертання штурвала 1, вала 8 і опускати шпиндель вручну зі швидкістю більшою, ніж при механічній подачі. При цьому зубці собачок 5 проковзують по правих зубцях «в» храпового диска 6 і не перешкоджають швидкому обертанню штурвала 1.

В структурі вертикально-свердлильних верстатів (рис. 5.5) є два елементарних рухи формоутворення: рух швидкості різання  $\Phi_v(B_1)$ , призначений для отримання твірної лінії поверхні обертання та поздовжнє переміщення (вертикальна подача)  $\Phi_s(\Pi_2)$  для отримання напрямної лінії, що в результаті їх суміщення дозволяє отримати поверхню обробки за методом сліду.

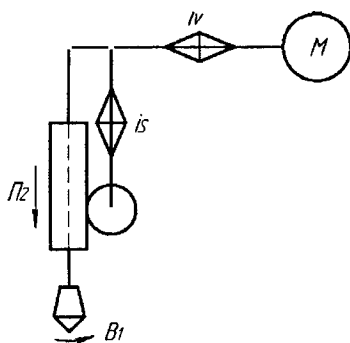


Рисунок 5.5 – Схема кінематичної структури верстата

Кінематична структура верстата при свердлінні складається з внутрішнього зв'язку одного кінематичного ланцюга: електродвигун  $M$  – коробки швидкостей  $i_y$  – шпинделя. Реверсування здійснюється електродвигуном.

Рух  $\Phi_v(B_1)$  є простим із замкнутою траєкторією. Коробка швидкостей зі структурною формулою  $z = 3 \times 2 \times 2 = 12$  забезпечує 12 різних частот обертання шпинделя від 45 до 2000 об/хв.

Залежний за внутрішнім зв'язком рух подачі  $\Phi_s(\Pi_2)$  є простим. Коробка подач має структурну формулу  $z = 3 \times 3$ , забезпечує 9 різних подач шпинделя від 0,1 до 1,6 мм/об (рис. 5.6).

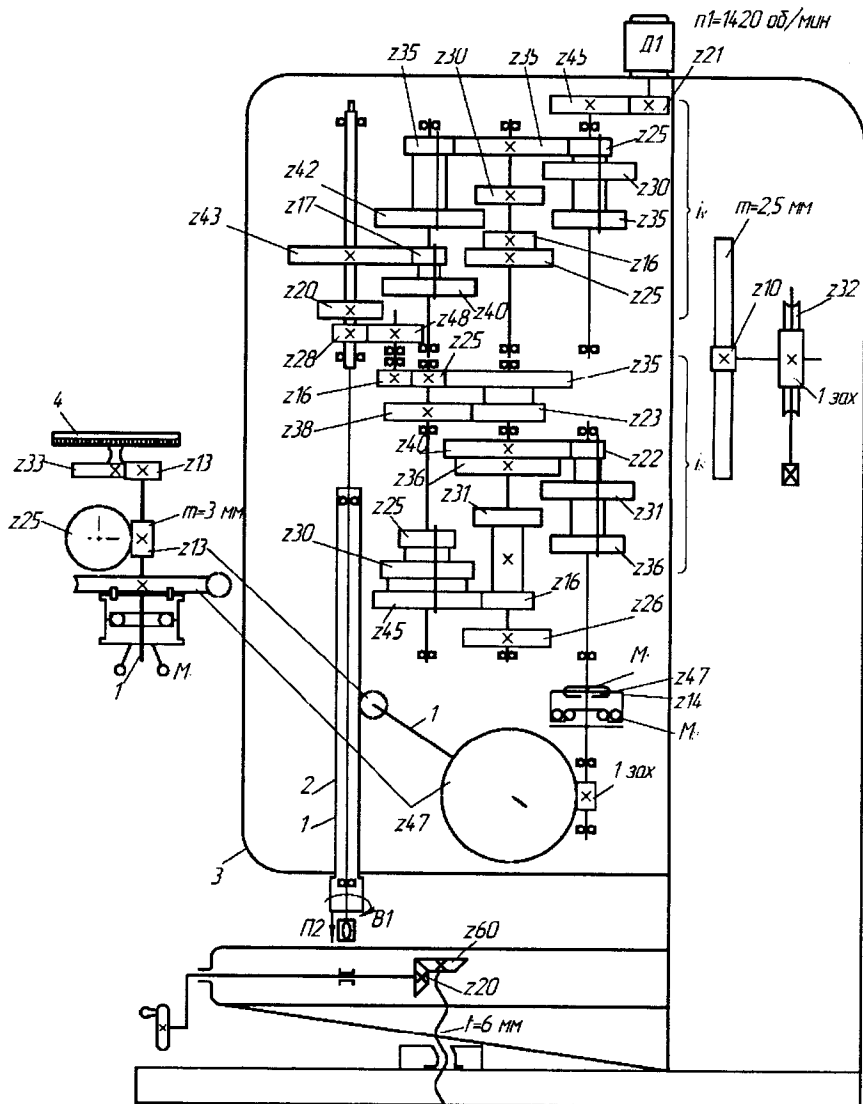


Рисунок 5.6 – Кінематична схема вертикально-свердлильного верстата моделі 2Н125

Для виведення розрахункових формул на кінематичній схемі верстата виділяють необхідні кінематичні зв'язки, виявляють кінцеві ланки цих ланцюгів, взаємозалежність в рухах кінцевих ланок (розрахункові переміщення) і складають рівняння балансу кінематичного ланцюга. Рівняння складаються за передаточними відношеннями цих передач і органів налаштування верстата.

$$n_{\text{шп}} = 1420 \cdot \frac{21}{45} \cdot i_v, \text{ об/хв};$$

$$S = 1 \text{ об. шп.} \cdot \frac{28}{48} \cdot i_s \cdot M_2 \cdot M_3 \frac{1}{47} \cdot \pi \cdot 13 \cdot 3, \text{ мм/хв.}$$

### **Практична частина**

*Вихідні дані (задаються викладачем)*

1. Діаметр і точність оброблюваного отвору.
2. Довжина обробки.
3. Матеріал заготовки.
4. Матеріал ріжучого інструмента.
5. Послідовність переходів для обробки отвору.

### **Порядок виконання роботи**

1. Вивчити основні вузли і конструктивні елементи, органи керування і кінематичну схему вертикально-свердлильного верстата моделі 2Н125.

2. Скласти рівняння кінематичного балансу для кінематичних ланцюгів верстата (за вказівками викладача).

3. Отримати всі необхідні вихідні дані: ріжучий, допоміжний і вимірювальний інструменти, а також необхідне технологічне оснащення.

4. Підібрати і встановити режими різання та провести налаштування верстата на виконання робіт.

5. Після перевірки правильності налаштування викладачем, обробити деталь на вертикально-свердлильному верстаті. Після закінчення роботи зняти стружку, протерти верстат і скласти інструменти на відповідні місця.

6. Скласти звіт про виконану роботу.

### **Зміст звіту**

1. Тема і мета роботи.
2. Короткі відомості верстата.
3. Виконана власноруч кінематична схема вертикально-свердлильного верстата мод. 2Н125 (рис. 5.6).
4. Дані для розрахунку і наладки верстата.
5. Рівняння кінематичного балансу для розрахованих режимів різання.
6. Висновки по роботі.

## Контрольні питання

1. Назвіть основні компоновки вертикально-свердильних верстатів і їх характерні особливості.
2. Як здійснюється робота механізму ввімкнення механічних вертикальних подач?
3. Яким чином встановлюються кінцеві ріжучі інструменти в шпindel верстата і як передається крутний момент?
4. Що розуміють під кінематикою верстата? Порядок складання рівняння кінематичного балансу?  
Поняття про передаточне відношення.

## **ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 6**

### **РОЗРАХУНОК ЗУСИЛЛЯ ЗАХОПЛЕННЯ МАНІПУЛЯТОРА ПРОМИСЛОВОГО РОБОТА**

#### **Мета роботи**

1 Ознайомитися з класифікацією та основними типами і принципом роботи робочих органів промислового робота.

2 Ознайомитися з конструкцією, кінематикою і принципом роботи основних захватних пристроїв.

3 Вивчити методику розрахунку основних конструктивних параметрів та силових співвідношень для різних типів захватних пристроїв.

*Застосовуване обладнання:* промислові роботи моделі РФ-204 та МРЛУ-200-901.

*Об'єкти вивчення:* захватні пристрої робочих органів промислових роботів

#### **Теоретичні відомості**

##### **Робочі органи (РО) промислових роботів (ПР)**

Різноманітність моделей і конструкцій промислових роботів характеризується двома основними факторами:

а) великою кількістю типорозмірів об'єктів, заготовок і виробів, якими має маніпулювати робот;

б) різними фізичними принципами дій РО.

Об'єкти (заготовка і виріб) можуть мати різні розміри, форму, масу, різні фізичні властивості, а також виготовляться із різних матеріалів. Як правило, сучасний ПР комплектується набором типових РО, які можна змінювати залежно від вимог ТП.

До РО належать захоплювальні пристрої (ЗП), призначені для захоплення і утримання деталі чи виробу. До них висуваються вимоги загального характеру, пов'язані з конкретними умовами роботи. Обов'язкові умови – це надійність захвату та утримання об'єкта, стабільність його базування, недопустимість поломки чи руйнування.

При обслуговуванні одним ПР декількох одиниць обладнання використання широкодіапазонних ЗП чи автоматична заміна їх може бути єдиним рішенням, особливо якщо одночасно обробляються заготовки (деталі) різної конфігурації й маси. Через це до ЗП, які працюють в умовах серійного виробництва, висувають додаткові умови:

а) широкий діапазон (можливість захоплення і базування деталей в широкому діапазоні мас, розмірів і їх форми);

б) забезпечення захоплення розташованих близько деталей;

в) легкість і швидкість заміни.

У деяких випадках необхідна автоматична зміна зусилля стримування об'єкта залежно від його маси.



Останнім часом розробляються конструкції ЗП, здатні забирати і базувати неорієнтовані розміщені об'єкти.

У сучасних ПР часто приймаються технологічні РО, призначені для виконання конкретних технологічних процесів. До них відносять, наприклад, обценьки для контактного точкового зварювання, пальник для дугового зварювання плавленням, розпилювач для фарби тощо.

На рисунку 6.1 показана класифікація, яка враховує основні типи РО.



Рисунок 6.1 – Класифікація робочих органів роботів

Затискні ЗП утримують деталь завдяки кінематичній дії роботи елементів (губок, пальців, обценьок тощо), що працюють за допомогою сили тертя.

Вакуумні ЗП забезпечують силові дії на об'єкт завдяки використанню різних фізичних принципів. Найбільш розповсюджені вакуумні і магнітні ЗП.

Залежно від напрямку РО роботи можуть оснащуватися допоміжними приладами для використання орієнтованих переміщень і деяких технологічних операцій (гайковертом, свердильним приладом і т. п.).

За кількістю робочих позицій ЗП поділяються на одно- і багатопозиційні, а за характером керування – на чотири групи:

а) некеровані ЗП з постійними магнітними або вакуумними присосками без примусового розрідження (у такому ЗП для зняття об'єкта необхідно прикласти більше зусиль, ніж для його утримання);

б) командні ЗП керуються тільки за командами на захоплення чи відпускання об'єкта (до них належать прилади з пружинним приводом, що оснащені стопорним механізмом, який спрацьовує через такт);

в) жорстко програмовані ЗП, керовані системою ЧПК роботом (переміщення губок, взаємного розташування робочих елементів і зусилля затискання змінюються залежно від заданої програми, що може керувати також роботою допоміжних технологічних пристроїв);

г) адаптивні ЗП – програмні прилади, оснащені різними датчиками зовнішньої інформації (форми виробу і стан його поверхні, маса об'єкта, зусилля затискання і т. п.).

За характером прикріпленням до руки ПР всі ЗП можна поділити на чотири групи:

а) незмінні ЗП, які є невід'ємною частиною конструкції робота, заміну яких не передбачено;

б) змінні ЗП – самостійні вузли з базовими поверхнями для закріплення до руки робота (закріплення таких приладів не передбачає їх швидкої заміни);

в) швидкозмінні ЗП (а в загальному вигляді РО можуть закріплюватись за допомогою спеціальних механізмів, які і дозволяють їх швидку заміну);

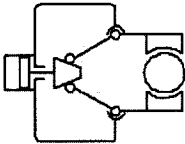
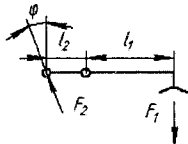
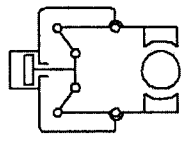
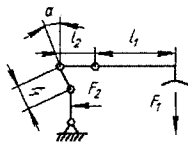
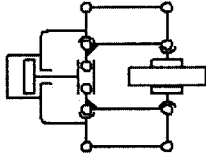
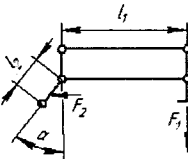
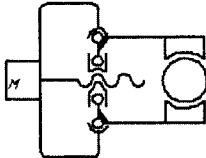
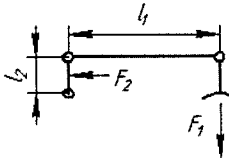
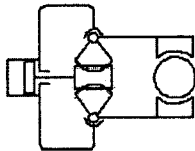
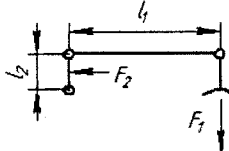
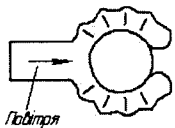
г) автоматично змінні ЗП, що забезпечуються механізмами, які дають можливість виконувати їх автоматичну заміну.

### **Затискні захоплювальні пристрої**

При конструюванні найбільш розповсюджених затискних ЗП роботів (табл. 6.1) необхідно враховувати конкретний тип деталі чи групи деталей, їх форму, матеріал і умови ТП. Важливі критерії при цьому – необхідна точність утримання деталі і допустиме зусилля на губках. Відповідно, до цього часу виконана більша кількість різних затискних ЗП, які відрізняються кінематичною схемою та іншими конструктивними параметрами. Як правило, затискні ЗП приводяться в рух за допомогою пневматичного або пневмогідравлічного приводу, розміщеного в основі приладу. Еластичний затискний ЗП призначений для захоплення і утримання легкодеформівних виробів, наприклад електричних ламп, і чимось відрізняється від інших ЗП даного типу. Цей прилад приводиться в дію тиском повітря.

Вантажопід'ємність затискних ЗП має відповідати одному зі значень ряду  $Ra_{10}$  у межах 1 – 8000 Н: 1,0; 1,2; 1,6; 2,0; 2,5; 3,2; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600; 2000; 2500; 3200; 4000; 5000; 6300; 8000.

Таблиця 6.1 – Основні типи затискних ЗП і їх розрахункові схеми

Тип	Схема затискного ЗП	Розрахункова схема
Клиновий		
Важільний		
Важільний із паралельним переміщенням губок		
Гвинтовий		
Рейковий		
Еластичний		—

Розрахунки затискних ЗП містять: знаходження сил, які діють у місцях контакту заготовки і губок; обчислення зусиль приводу; перевірку відсутності неполадок поверхні об'єкта при захопленні; розрахунок на міцність деталі приладу.

Сили, які діють у місцях контакту ЗП з об'єктами маніпулювання, обчислюється за формулами, наведеними у відповідних таблицях.

Схеми утримання об'єктів в затискному ЗП поділяться на:

а) об'єкт підтримується губками, сили тертя мало впливають на механізм утримання об'єкта (табл. 6.2);

Таблиця 6.2 – Схема і розрахункова формула

	$N_1 = \frac{R_n \sin(\varphi_1 - \mu \cos \varphi_1)}{\sin(\varphi_1 + \varphi_2) - 2\mu \cos(\varphi_1 + \varphi_2)}$ <p>де <math>i, j = 1; i \neq j</math></p>
--	---

б) об'єкт підтримується за допомогою запірної дії губок при обмеженій дії сили тертя (табл. 6.3);

Таблиця 6.3 – Схема і розрахункова формула

	$\varphi_1 = 90^\circ, \varphi_2 = \varphi$ $N_1 = R_n \frac{\sin \varphi - \mu \cos \varphi}{\cos \varphi + 2\mu \sin \varphi}$ $N_2 = R_n \frac{1}{\cos \varphi + 2\mu \sin \varphi}$
--	---

в) об'єкт підтримується силами тертя (табл. 6.4 та 6.5).

Таблиця 6.4 – Схема і розрахункова формула

	$\varphi_1 = \varphi_2 = 90^\circ$ $N_1 = N_2 = \frac{R_n}{2\mu}$
--	---

На практиці зазвичай зустрічається складне завантаження затискних ЗП у вигляді комбінацій, вказаних в таблиці 6.4. При цьому у процесі маніпулювання об'єктом характер навантаження ЗП і схеми підтримання

об'єкта можуть змінюватись. Тому розрахунок має проводитись для критичного випадку навантаження ЗП.

Таблиця 6.5 – Схема і розрахункова формула

	$N_i = \frac{-R \sin(\varphi_i - \varphi_k)}{\mu [\sin(\varphi_1 - \varphi_2) + \sin(\varphi_2 - \varphi_3) + \sin(\varphi_3 - \varphi_1)]}$ <p>де <math>i, j, k = 1 \dots 3; i \neq j \neq k</math></p>
--	--

При несиметричному розташуванні навантажень по ширині губок навантаження на крайні перерізи ЗП обраховуються згідно з табл. 6.6. Навантаження ЗП має відповідати названим вище значенням.

Таблиця 6.6 – Схема і розрахункова формула

	<p>Для а):</p> $R_1 = \frac{l-c}{l} Q,$ $R_2 = \frac{c}{l} Q.$ <p>Для б):</p> $R_1 = \frac{l+c}{l} Q,$ $R_2 = -\frac{c}{l} Q.$
--	---

В загальному випадку зусилля, що розвивається приводом затискного ЗП, виражається формулою

$$F = \frac{K_1 K_2 \sum_{i=1}^m P_i}{\eta} \quad (6.1)$$

- де  $K_1$  – коефіцієнт запасу ( $K_1 = 2 \dots 3$ );
- $K_2$  – передаточний коефіцієнт механізму;
- $P_i$  – зусилля затискання на  $i$ -й губці;
- $m$  – кількість губок в утриманні;
- $\eta$  – коефіцієнт корисної дії (ККД) механізму.

Для симетричних губок зусилля, що розвивається приводом, можна розрахувати за формулою

$$F = 2K_1K_2P/\eta \quad (6.2)$$

Зусилля затискання на  $i$ -й губці виражається формулою

$$P_i = \sum_{i=1}^k N_i \cos \varphi_i, \quad (6.3)$$

де  $N_i$  – зусилля контактування, яке можна знайти за формулами, що наведені в таблицях 6.1 ... 6.5;

$\varphi_i$  – кут контакту;

$k$  – число точок контакту.

Коефіцієнт  $K_2$  обраховується згідно з обраною типовою схемою ЗП, або обирається із довідкової літератури. Коефіцієнт тертя  $\mu$  губок затискання з заготовкою вибирається залежно від її матеріалу (табл. 6.7).

Таблиця 6.7 – Коефіцієнт тертя  $\mu$  губок затискання

Поверхні контакту	$M$
Дерево по гумі	0,8
Сталь по сталі:	
- для губок без насічки: з сталі	0,12...0,15; 45,50
- для огубок з гострою насічкою з сталі 65Г, 60С2, 48А, У10А при HRC 55	0,3 – 0,35
Латунь по сталі	0,12
Скло по гумі	0,6
Дюралюміній по сталі	0,1

### Вакуумні ЗП

Використовуються для утримання скляних і крихких предметів, наприклад, для утримання кінескопа телевізора використовуються вакуумні притяжні ЗП. Гумовий розтруб, в даному випадку, закріплено на кульковому з'єднанні, що забезпечуватиме самостійне встановлення та ретельне прилягання розтруба по всьому контуру. Основний параметр – сила затискання  $F$  – залежить від площі  $S$  контакту з предметом і від розрідження зусилля в ньютонгах, позначається виразом

$$F = \frac{\pi D^2}{4} p, \quad (6.4)$$

де  $D$  – діаметр отвору розтруба, см;

$p$  – розрідження в розтрубі, Па.

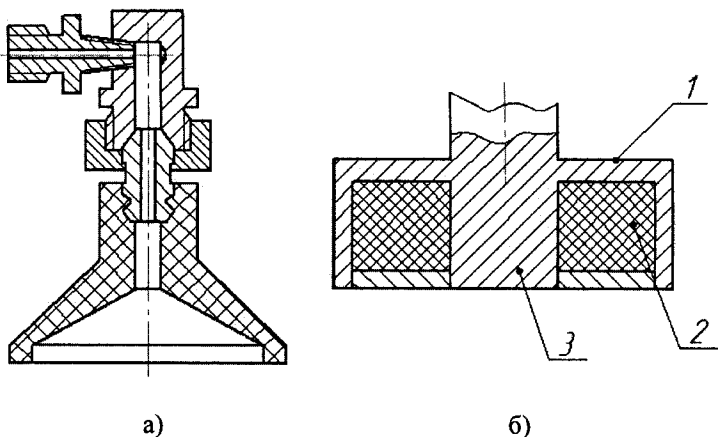


Рисунок 6.2 – Вакуумний (а) і круглий електромагнітний (б) притяжні ЗП

### Розрахунки ЗП

Розрахунок типової схеми затискного ЗП.

Оскільки прилад симетричний, розглядаємо схему навантаження однієї з його губок.

Робочі губки 4 з'єднані тягою з зубчастими секторами 3, які знаходяться у зчепленні з рейкою 2, з'єднані з тягою 1 приводу. При переміщенні рейки 2 під дією сили  $F$  приводу відбувається поворот губок 4 до центра на однакові кути і захоплення об'єкта маніпулювання.

Розраховуємо зусилля контакту між об'єктом і губкою для схеми утримання (рис. 6.3).

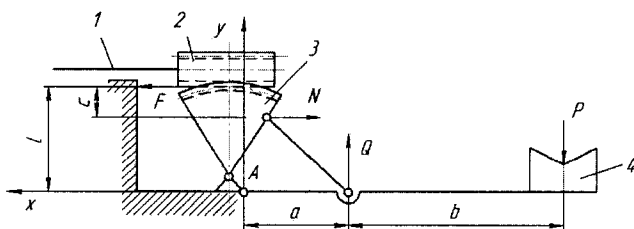


Рисунок 6.3 – Типова схема зусиль в ланках затискних ЗП

Нехай об'єктом маніпулювання буде деталь у вигляді сталевго циліндра масою  $m = 3$  кг. Реакція на одну губку захвату

$$R = mg \approx 30H, \quad (6.5)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння.

Навантаження ЗП приймаємо  $P = 32$  Н.

Зусилля контактування між деталлю і губкою обчислимо за формулою

$$N_1 = \frac{R[\sin \varphi_2 + \mu(\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2)]}{\sin(\varphi_1 + \varphi_2) - \mu \cos(\varphi_1 + \varphi_2) + \mu}, \quad (6.6)$$

при  $\varphi_1 = \varphi_2 = 30^\circ$  отримаємо

$$N = N_1 = N_2 = \frac{\sin 30^\circ - \mu \cos 30^\circ}{\sin 60^\circ - 2\mu \cos 60^\circ} = 12,72 \text{ Н.} \quad (6.7)$$

Зусилля захоплення на губці складає

$$P = 2R \cos \varphi = 2 \cdot 30 \cos 30^\circ = 52 \text{ Н.} \quad (6.8)$$

Зусилля, що виникають у ланках ЗП при його роботі, показано на рис. 6.3.

Передаточний коефіцієнт механізму можна знайти з умови

$$F = K_2 P. \quad (6.9)$$

Для визначення цієї залежності складемо умову рівноваги системи відносно точки А (див. рис. 6.3). В загальному випадку отримаємо:

$$\sum_{i=1}^n M_{A_i} = 0; \quad \sum_{i=1}^n x_i = 0; \quad \sum_{i=1}^n y_i = 0. \quad (6.10)$$

Отже, маємо: сума проєкцій всіх сил на вільно обрані осі декартових координат  $x$ ,  $y$  і сума моментів цих сил відносно точки А дорівнюють нулю.

Тоді умови рівноваги системи відносно точки А записується у вигляді

$$\begin{cases} M_A = Fl - N(l - c) + Qa - P(a + b) = 0; \\ x = F - N = 0; \\ y = Q - P = 0. \end{cases} \quad (6.11)$$

Розв'язавши систему відносно  $P$  і  $F$ , отримаємо рівняння

$$Fl = F(l - c) + Pa - P(a + b) = 0, \quad (6.12)$$

перетворивши яке, отримаємо

$$F = \frac{b}{a} P, \text{ чи } F = K_2 P. \quad (6.13)$$



Аналогічно обраховується коефіцієнт  $K_2$  для решти типових схем затискних ЗП. Після вибору конструктивних параметрів  $b$ ,  $a$ ,  $c$  за формою розраховується зусилля, яке розвивається приводом для симетричних губок.

За обраними конструктивними параметрами ЗП, розмірами об'єкта маніпулювання та результатами розрахунку виконується ескіз конструкції ЗП.

### Розрахунок типової схеми вакуумного ЗП

Якщо з одного боку ЗП буде повний атмосферний тиск, а з іншого – розрідження в 13 Па, отже форвакуум, то при діаметрі отвору розтруба  $D = 10$  см отримаємо

$$F = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} (98066 - 13) = 78.5 \cdot 98053 \approx 770 \text{ Н.} \quad (6.14)$$

Досягнення високого вакууму при цьому недоцільно, оскільки зусилля  $F$  після досягнення форвакууму незначно збільшується.

Електромагнітні ЗП використовують для захоплення об'єктів з магнітних матеріалів. Ці ЗП мають низку переваг: нескладні при конструюванні і експлуатації, не вимагають спеціальних приводів, можуть захоплювати листовий матеріал в купі.

Широке розповсюдження отримали круглі електромагнітні вакуумні ЗП, які складаються з корпусу 1 і серцевини 3 з електротехнічної сталі, що утворюють кільцеву порожнину, де розміщена котушка 2.

Зусилля  $F$  захоплення електромагнітів може бути обраховано за допомогою значень, взятих на прикладі формули Максвелла:

- для електромагнітів постійного струму

$$F = \frac{1}{2} (IN)^2 \mu_0 \frac{S}{\delta^2}; \quad (6.15)$$

- для електромагнітів змінного струму

$$F = \frac{1}{4} (IN)^2 \mu_0 \frac{S}{\delta^2}, \quad (6.16)$$

де  $I$  – сила струму, А;

$N$  – число витків котушки;

$\mu_0$  – магнітна стала ( $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$  Гн/м);

$S$  – площа робочого зазору, см<sup>2</sup>;

$\delta$  – ширина робочого зазору, мм.

Нижче розглянута порівняльна характеристика вакуумних і електромагнітних ЗП:

а) вакуумні ЗП – придатні для всіх матеріалів, які мають необхідну геометрію та поверхню. Сила захоплення на одиницю площі обмежена. Знижена точність базування через еластичність конструкції. Необхідний деякий час для створення вакууму. Конструкція більш складна. Термін служби обмежений;

б) електромагнітні ЗП – придатні тільки для матеріалів, що намагнічуються. Можлива більша сила захоплення на одиницю площі. Висока точність базування завдяки жорсткій конструкції. Висока швидкодія. Простота конструкції, котушка і серцевина можуть бути легко виготовлені споживачем.

Котушка електромагніта може нагріватися, але конструкція його довговічна.

Останнім часом з'явилися і почали розповсюджуватися електричні ЗП, що використовуються в електронній та приладобудівній промисловості для переміщення легких виробів [7].

### Порядок виконання роботи

1. Перед виконанням роботи студенти мають ознайомитися з правилами техніки безпеки та з інструкцією щодо загальних правил роботи в лабораторії.

2. Вивчити методичні вказівки та довідкову літературу.

3. Вивчити конструкцію і принцип роботи основних захватних пристроїв, зробити ескізи їх основних елементів.

4. Вивчити конструкцію, кінематику, принцип роботи та методику розрахунку захоплювальних пристроїв.

5. Виконати необхідні розрахунки (згідно з виданим завданням) основних параметрів захватних пристроїв.

6 Скласти звіт.

Таблиця 6.8 – Індивідуальні завдання розрахунку сили затискання електромагнітних ЗП

Варіант	Площа робочого зазору $S$ , см <sup>2</sup>	Сила струму, А	Тип струму	Число витків котушки, N	Ширина робочого зазору $\delta$ , мм
1	5,0	1,5	пост.	110	0,5
2	6,0	2,0	змін.	120	0,6
3	7,0	2,5	пост.	130	0,7
4	8,0	3,0	змін.	140	0,8
5	9,0	3,5	пост.	150	0,9
6	10,0	4,0	змін.	160	1,0
7	12,0	4,5	пост.	170	0,5
8	14,0	5,0	змін.	180	0,6
9	5,0	5,5	пост.	190	0,7
10	6,0	6,0	змін.	200	0,8
11	7,0	4,0	пост.	210	0,9
12	8,0	4,5	змін.	220	1,0
13	9,0	5,0	пост.	110	1,2
14	12,0	5,5	змін.	120	1,25
15	14,0	6,0	пост.	130	1,1

Таблиця 6.9 – Індивідуальні завдання розрахунку сили затискання вакуумних ЗП

Варіант	діаметр отвору розтруба $D$ , см	Величина розрідження, Па
16	6,0	6,0
17	6,5	7,0
18	7,0	8,0
19	7,5	9,0
20	8,0	10,0
21	8,5	11,0
22	9,0	12,0
23	9,5	12,5
24	10,0	14,0
25	10,5	15,0
26	11,0	16,0
27	11,5	17,0

#### Контрольні запитання

1. Назвіть основні вимоги, що висуваються до захоплювальних пристроїв промислових роботів, які працюють в умовах серійного виробництва.
2. Як класифікуються захоплювальні пристрої промислових роботів за характером керування?
3. Як класифікуються захоплювальні пристрої промислових роботів за характером прикріплення до руки робота?
4. Який принцип роботи вакуумних захоплювальних пристроїв?
5. Який принцип роботи електромагнітних захоплювальних пристроїв?
6. Коротко порівняйте характеристики вакуумних і електромагнітних захоплювальних пристроїв.

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 7

### МОДЕЛЮВАННЯ ВИМУШЕНИХ КОЛИВАНЬ ОДНОМАСОВОЇ ДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ ТОКАРНОГО ВЕРСТАТА

**Мета роботи:** набуття та вдосконалення навичок моделювання в пакеті *VisSim* і вивчення характеру вимушених коливань елементів верстата.

*Об'єкт вивчення* – Спрощена динамічна система токарного верстата.

*Обладнання:* Персональний комп'ютер із встановленим ліцензійним програмним забезпеченням *VisSim* та *MathCad*.

#### Теоретичні відомості

Сучасний розвиток машинобудування супроводжується підвищенням потужності і швидкісних характеристик машин при одночасному зростанні їх надійності та точності. Для цього необхідно підвищення точності виготовлення деталей, поліпшення геометричних і фізико-механічних властивостей їх поверхневого шару, що визначає експлуатаційні характеристики машин. Геометричні похибки, зокрема хвилястість оброблюваної поверхні, істотно впливають на контактну жорсткість, зносостійкість, герметичність з'єднань, шум та інше.

Одним із шляхів підвищення якості обробки деталей є ослаблення вимушених коливань верстата, переданих через фундамент від зовнішніх джерел. Рівень вимушених коливань верстата знижується при встановленні верстата на віброізолювальні пристрої та фундаменти. Тому віброізоляція верстатів має бути більш ретельною.

Оцінювання вібростійкості верстата як замкнутої динамічної системи дає можливість за характеристиками пружної системи судити про коливання у верстаті під час обробки. Динамічні характеристики пружної системи залежать від таких основних параметрів верстата, як маса і момент інерції основних вузлів і деталей, жорсткість елементів несучої системи, сили опору (демпфірування), пов'язані, головним чином, з тертям у з'єднаннях.

Для визначення динамічних характеристик несучої системи, а саме: амплітудно-частотних і амплітудно-фазових частотних характеристик, необхідна наявність динамічних моделей ТЗ, які можуть бути побудовані на основі конкретної розрахункової схеми.

Так, для токарного верстата розрахункова схема в загальному вигляді може бути зведена до 9 мас і 18 ступенів свободи на плоскій моделі (рис. 7.1).

На схемі позначені індексами мас відповідно станина  $M_1$ , електродвигун  $M_2$  з насосом гідроприводу, супорт  $M_3$ , різцетримач  $M_4$ , привод  $M_5$  переміщення інструмента, деталь  $M_6$ , бабка  $M_7$ , електродвигун  $M_8$  головного руху, шпindel  $M_9$ .

Символами  $j$  позначена жорсткість, а  $b$  – коефіцієнт демпфування, де подвійні індекси – це стики між відповідними масами або коефіцієнти впливу.

Після побудови розрахункової схеми потрібно перейти до складання диференціальних рівнянь коливань для кожної маси. Розв'язання системи диференціальних рівнянь для багатомасової системи дасть можливість побудувати амплітудно-частотні характеристики для будь-якої системи навантаження і для будь-якої маси системи.

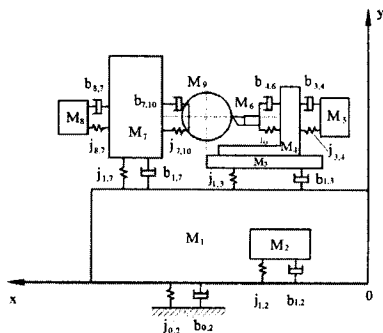


Рисунок 7.1 – Розрахункова схема несучої системи токарного верстата

Проте в реальності такі багатомасові системи являють собою досить складні і громіздкі математичні моделі, у зв'язку з чим їх замінують спрощеними.

Така спрощена система, що здійснює вимушені коливання, показана на рис. 7.2.

При вільних коливаннях рух системи залежить тільки від початкових умов і її фізичних характеристик  $j$  і  $m$ , які визначають частоту її власних коливань. Якщо система піддається деяким зовнішнім впливам, наприклад залежними від часу силами, то динамічна поведінка системи стає більш складною. Рух системи при зазначених умовах називають вимушеними коливаннями.

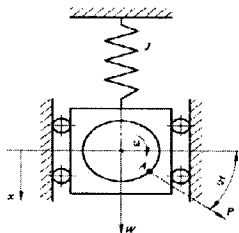


Рисунок 7.2 – Вимушені коливання без демпфування

На рис. 7.2 показаний електродвигун вагою  $W$ , підвішений на пружині жорсткістю  $j$ . Ротор двигуна обертається з постійною кутовою швидкістю  $\omega$  і недостатньо збалансований, що на рис. 7.2 показано у вигляді ексцентричної маси, зосередженої у точці  $A$ . Цей дисбаланс буде породжувати обертову відцентрову силу  $P$ , яка, в свою чергу, викличе вимушені коливання системи. Як доповнення до сили тяжіння і сили реакції пружини тепер враховуємо вертикальну компоненту  $P \cdot \sin(\omega \cdot t)$  вектора обертової сили. В результаті отримуємо таке рівняння руху:

$$m \cdot \ddot{x} = W - j \cdot (\delta + x) + P \cdot \sin(\omega t) \quad (7.1)$$

Вводячи в (7.1) позначення

$$\begin{cases} a^2 = \frac{j}{m}; \\ q = \frac{P}{m}, \end{cases} \quad (7.2)$$

отримаємо

$$\ddot{x} + a^2 \cdot x = q \cdot \sin(\omega t). \quad (7.3)$$

Вирішуємо це рівняння операційним методом при наступних початкових умовах:

$$\begin{cases} x(t)|_{t=0} = x_0; \\ \dot{x}(t)|_{t=0} = \dot{x}_0. \end{cases}$$

Виконуємо перетворення Лапласа над (3)

$$s^2 \cdot x(s) - s \cdot x_0 - \dot{x}_0 + a^2 \cdot x(s) = q \cdot \frac{\omega}{p^2 + \omega^2}. \quad (7.4)$$

Розв'язуємо отриманий вираз щодо зображення  $x(s)$  шуканої функції  $x(t)$ :

$$x(s) = x_0 \cdot \frac{s}{s^2 + a^2} + \frac{\dot{x}_0}{a} \cdot \frac{a}{s^2 + a^2} + \frac{q\omega}{(s^2 + \omega^2) \cdot (s^2 + a^2)}. \quad (7.5)$$

Для перших двох доданків (7.5) обернене перетворення Лапласа можна відразу виконати, користуючись таблицею А.2 додатка А. Третій доданок розкладемо на прості дроби:

$$\frac{q\omega}{(s^2 + \omega^2) \cdot (s^2 + a^2)} = \frac{A \cdot s + B}{s^2 + \omega^2} + \frac{C \cdot s + D}{s^2 + a^2} \quad (7.6)$$

де  $A, B, C, D$  – постійні величини. Зведемо праву частину (7.6) до спільного знаменника

$$\begin{aligned} & \frac{q\omega}{(s^2 + \omega^2) \cdot (s^2 + a^2)} = \\ & = \frac{A \cdot s^3 + A \cdot a^3 \cdot s + B \cdot s^2 + B \cdot a^2 + C \cdot s^3 + C \cdot \omega^2 \cdot s + D \cdot s^2 + D \cdot \omega^2}{(s^2 + \omega^2) \cdot (s^2 + a^2)} \end{aligned} \quad (7.7)$$

Постійні  $A, B, C, D$  знайдемо, прирівнявши співмножники при однакових степенях  $S$  в чисельнику лівої і правої частин (7.7). В результаті отримуємо

$$A + C = 0, \rightarrow A = -C;$$

$$B + D = 0, \rightarrow B = -D;$$

$$A \cdot a^2 + C \cdot \omega^2 = 0, \rightarrow A \cdot a^2 + A \cdot \omega^2 = 0, \rightarrow \begin{cases} A = 0; \\ C = 0; \end{cases}$$

$$B \cdot a^2 + D \cdot \omega^2 = q \cdot \omega \rightarrow B \cdot a^2 - B \cdot \omega^2 = q \cdot \omega \rightarrow B = \frac{q \cdot \omega}{a^2 - \omega^2};$$

$$D = -\frac{q \cdot \omega}{a^2 - \omega^2}.$$

Таким чином

$$\begin{aligned} \frac{q\omega}{(s^2 + \omega^2) \cdot (s^2 + a^2)} &= \frac{q\omega}{(s^2 + \omega^2) \cdot (a^2 - \omega^2)} - \frac{q\omega}{(s^2 + a^2) \cdot (a^2 - \omega^2)} = \\ &= \frac{q}{a^2 - \omega^2} \cdot \left[ \frac{\omega}{s^2 + \omega^2} - \frac{\omega}{a} \cdot \frac{a}{s^2 + a^2} \right]. \end{aligned}$$

Підставимо отриманий вираз замість третього доданка в (7.4) і отримаємо

$$x(s) = x_0 \cdot \frac{s}{s^2 + a^2} + \frac{\dot{x}_0}{a} \cdot \frac{a}{s^2 + a^2} + \frac{q}{a^2 - \omega^2} \cdot \left[ \frac{\omega}{s^2 + \omega^2} - \frac{\omega}{a} \cdot \frac{a}{s^2 + a^2} \right].$$

Виконуємо обернене перетворення  $x(s)$ , тобто, знаходимо  $x(t)$

$$\begin{aligned}
 x(t) &= L^{-1}[x(s)] = \\
 &= x_0 \cdot \cos(at) + \frac{\dot{x}_0}{a} \cdot \sin(at) + \frac{q}{a^2 - \omega^2} \cdot \left[ \sin(\omega t) - \frac{\omega}{a} \cdot \sin(at) \right] = \\
 &= x_0 \cdot \cos(at) + \left( \frac{\dot{x}_0}{a} - \frac{q\omega}{a \cdot (a^2 - \omega^2)} \right) \cdot \sin(at) + \frac{q}{a^2 - \omega^2} \cdot \sin(\omega t).
 \end{aligned} \tag{7.8}$$

Два перших доданки (7.8) описують вільні коливання з частотою  $a$ . Третя складова, залежно від збудувальної сили, характеризує вимушені коливання. Підставляємо значення (7.2) в (7.8) і, вважаючи вільні коливання несуттєвими, отримаємо так звані встановлені вимушені коливання, що описуються виразом

$$x = \frac{q \cdot \sin(\omega t)}{a^2 \left(1 - \frac{\omega^2}{a^2}\right)} = \frac{P \cdot \sin(\omega t)}{m \frac{j}{m} \left(1 - \frac{\omega^2}{a^2}\right)} = \frac{P}{j} \cdot \sin(\omega t) \cdot \left( \frac{1}{\left(1 - \frac{\omega^2}{a^2}\right)} \right). \tag{7.9}$$

Множник  $(P/j) \cdot \sin(\omega t)$  – переміщення, обумовлене протидійною силою  $P \cdot \sin \omega \cdot t$ , якщо вона прикладена статично.

Множник  $\frac{1}{\left(1 - \frac{\omega^2}{a^2}\right)}$  – враховує динамічний характер сили. Абсолютна

величина цього множника зазвичай називається коефіцієнтом підсилення

або динамічним коефіцієнтом  $\beta$   $\beta = \left| \frac{1}{1 - \frac{\omega^2}{a^2}} \right|$ .

Залежність  $\beta$  від відношення  $\omega/a$ , тобто, відношення частоти  $\omega$  збудувальної сили до частоти власних коливань, показана на рис. 7.3.

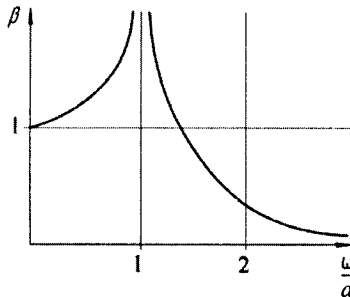


Рисунок 7.3 – Залежність динамічного коефіцієнта  $\beta$  від відношення  $\omega/a$



З цього рисунка видно, що при  $\omega/a = 1$ , тобто, при збіганні частоти  $\omega$  вимушених коливань з частотою власних коливань амплітуда коливань прямує до нескінченності. Має місце так званий резонанс. Вираз (7.9) описує тільки вимушені коливання нав'язані збурювальною дією на систему відцентрової сили з частотою  $\omega$ . У загальному випадку прикладання збурювальної дії викличе і власні коливання системи, які описуються першими двома доданками (7.7). Таким чином, дійсний рух являє собою накладання двох гармонічних рухів, що мають різні амплітуди і різні частоти, що в результаті призведе до дуже складного за своїм характером руху. Однак завдяки впливу затухання, не врахованого при виведенні (7.7), вільні коливання зникають в короткий час. Тому в розв'язку залишається тільки та частина, яка стосується вимушених коливань, що встановилися та постійно підтримуються збуджувальною силою.

На рис. 7.4 показаний окремий випадок залежності переміщення від часу. На штрихову лінію, що являє собою вимушені коливання з круговою частотою  $\omega$ , накладаються вільні коливання з більш високою частотою  $a$  та амплітудою, що зменшується внаслідок загасання. Початковий період цього руху, в якому присутні вільні коливання, зазвичай називають неустановленим станом.

Вимушені коливання з демпфуванням описуються рівнянням

$$m \cdot \ddot{x} + b \cdot \dot{x} + j \cdot \ddot{x} = \dot{Q} \cdot \cos(\omega t),$$

де  $b$  – коефіцієнт демпфування, Н·с/м (кг/с).

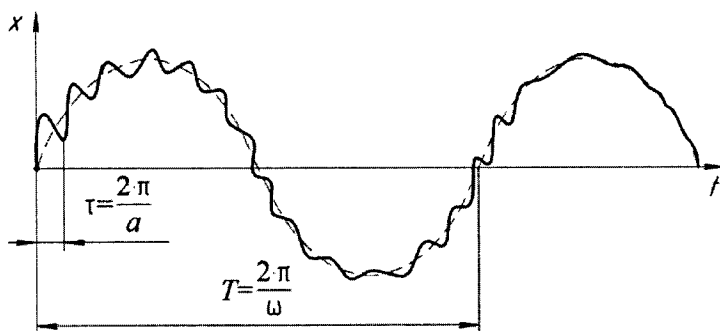


Рисунок 7.4 – Вимушені коливання з демпфуванням

Моделювання коливань, згідно з (7.9), виконується методом пониження похідної. Крім моделювання коливань у пакеті VisSim студенти виконують аналіз коливальних систем, описаних рівняннями (7.3)

і (7.9) в пакеті *MathCad* побудовою залежності коефіцієнта динамічності  $\beta$  від демпфування і відношення частоти зовнішнього впливу до частоти власних коливань системи. Відомо з теорії автоматичного керування, що при гармонічному зовнішньому впливі згідно з (7.9) в процесі, що установився після загасання вільних коливань, вихідний сигнал  $x$  являє собою гармонічну функцію

$$x(\omega) = A(\omega) \cdot Q \cdot \cos(\omega t + a),$$

де  $A(\omega)$  – амплітудно-частотна характеристика системи вимушених коливань.

Отже,  $A(\omega) \cdot Q = x_0$  – амплітуда сталих вимушених коливань.

Якщо в рівнянні (7.9) зовнішній вплив прикладено статично, то  $\omega = 0$ ,  $x = \ddot{x} \doteq 0$ , а вихідний сигнал  $x_{cm} = \frac{Q}{j} = Q \cdot e_{cm}$ , де  $e_{cm}$  – податливість системи.

Відношення  $x_0$  до  $x_{cm}$  називають коефіцієнтом динамічності  $\beta$

$$\beta = \frac{x_0}{x_{cm}} = \frac{A(\omega) \cdot Q}{Q \cdot e_{cm}} = \frac{A(\omega)}{e_{cm}}. \quad (7.10)$$

$A(\omega)$  шукаємо з рівняння (7.9), перетворивши його діленням всіх доданків на  $j$

$$T^2 \cdot \ddot{x} + 2 \cdot \xi \cdot T \cdot \dot{x} + x = e_{cm} \cdot z, \quad (7.11)$$

де  $z$  – зовнішній сигнал  $\cos(\omega t)$ ;

$T$  – постійна часу, с;  $T = 1/a$ ;

$a$  – частота власних коливань, рад/с;

$$a = \sqrt{\frac{j}{m}}; \quad \xi = \frac{b}{2 \cdot T \cdot j}.$$

Передаточна функція системи, що описана (7.11), така:

$$W(s) = \frac{x(s)}{z(s)} = \frac{e_{cm}}{T^2 \cdot s^2 + 2 \cdot \xi \cdot T \cdot s + 1}$$

Перейшовши від динамічної передаточної функції  $W(s)$  до частотної  $W(i\omega)$ , виділивши в ній дійсну  $Re(\omega)$  і уявну  $Im(\omega)$  частини, можна знайти

$$A(\omega) = \sqrt{Re^2(\omega) + Im^2(\omega)}.$$

$$\text{В результаті отримаємо } A(\omega) = \frac{e_{cm}}{\sqrt{(1 - T^2 \cdot \omega^2)^2 + 4 \cdot \xi^2 \cdot T^2 \cdot \omega^2}}.$$

Коефіцієнт динамічності  $\beta$  отримаємо з (3.10), враховуючи, що  $T = 1/a$

$$\beta = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{a}\right)^2\right)^2 + 4 \cdot \xi^2 \cdot \left(\frac{\omega}{a}\right)^2}},$$

$\beta$  є функцією відношення  $\omega/a$  величини  $\xi$  – коефіцієнта демпфування.

#### Приклад моделювання динамічної системи

Приклад моделювання вимушених коливань згідно з (7.3) і (7.9), виконаний для умов:  $m = 5$  кг;  $j = 5 \cdot 10^4$  Н/м;  $Q = 5000$  Н;  $\omega = 10$  рад/с;  $x = 0,002$  м;  $b = 50$  Н·с/м, наведено на рис. 7.5. Приклад побудови залежностей коефіцієнта динамічності  $\beta$  від відношення  $\omega/a$ , яке позначено літерою  $k$  наведений на рис. 7.6. З рис. 7.6 видно, що при збігові частот зовнішнього впливу  $\omega$  і власних коливань, тобто при  $k = \omega/a = 1$ , коефіцієнт динамічності досягає максимуму, а при  $\xi = 0$  він прямує до нескінченності.

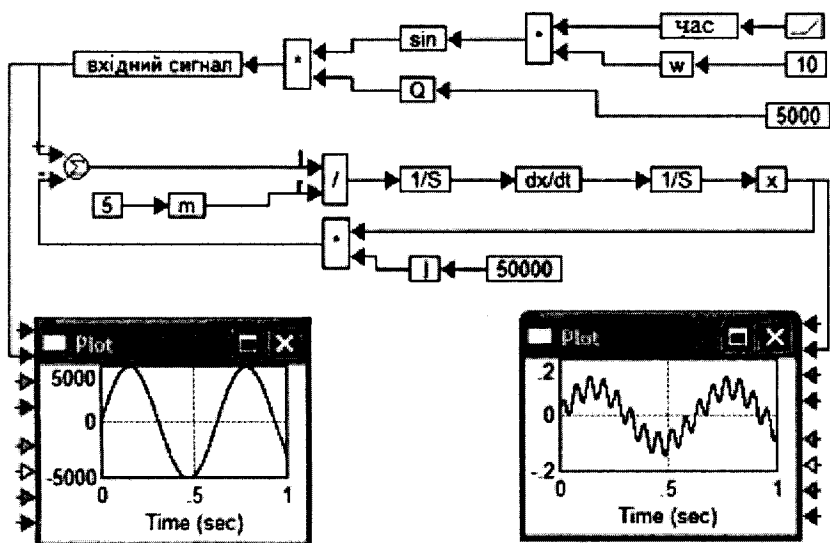
#### Практична частина

1. Студенти виконують набір блок-схем моделювання вимушених коливань в пакеті VisSim при незмінному для всіх варіантів вхідному сигналі  $Q \cdot \sin(\omega t)$ , де  $Q = 5000$  Н,  $\omega = 10$  рад/с.

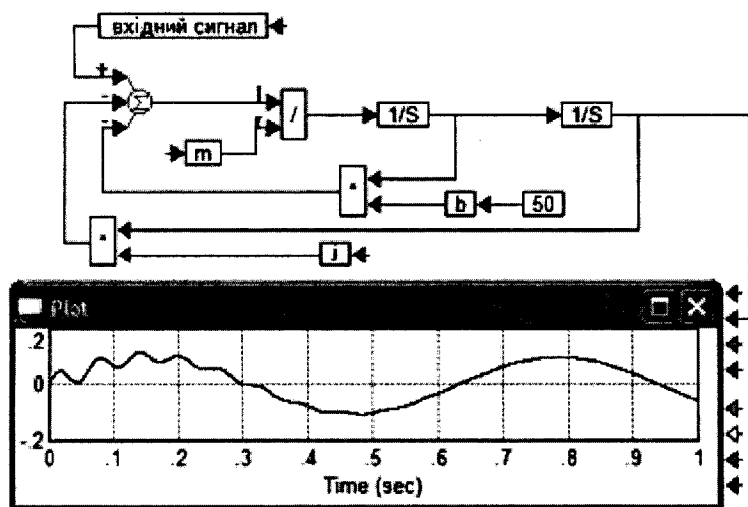
2. Вихідні параметри коливальних систем студенти вибирають з табл. 7.1 відповідно до свого варіанта.

3. Набрані блок-схеми студенти зарисовують або роздруковують з монітора ЕОМ.

4. Студенти будують залежності,  $\beta$ ,  $(\omega/a)$ ,  $\xi$  в пакеті MathCad, змінюючи  $\omega/a$  в межах від нуля до трьох, а  $\xi$  від нуля до одиниці і також зарисовують в звіт про роботу або копіюють програму розрахунку і отримані графіки.



Вимушені коливання без демпфування



Вимушені коливання із демпфуванням

Рисунок 7.5 – Моделювання вимушених коливань в пакеті VisSim

$$k := 0,001..3 \quad \xi := 0,001..1 \quad \beta(k, \xi) := \frac{1}{\sqrt{(1-k^2)^2 + 4 \cdot \xi^2 \cdot k^2}}$$

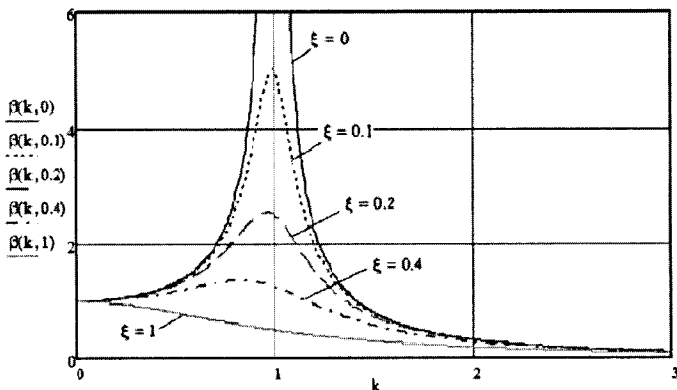


Рисунок 7.6 – Залежність коефіцієнта динамічності  $\beta$  від відношення  $k$  частоти зовнішньої дії до частоти власних коливань

Таблиця 7.1 – Початкові дані для моделювання коливань.

№ варіанта	Вихідні дані				
1	5	20	$5 \cdot 10^4$	0,002	5
2	10	10	$5 \cdot 10^4$	0,004	6
3	20	20	$5 \cdot 10^4$	0,002	7
4	30	15	$1 \cdot 10^5$	0,004	5
5	40	10	$5 \cdot 10^4$	0,003	4
6	25	25	$1 \cdot 10^5$	0,002	3,5
7	15	15	$5 \cdot 10^4$	0,0035	6,5
8	35	10	$5 \cdot 10^4$	0,003	6
9	20	15	$5 \cdot 10^4$	0,004	5,5
10	30	20	$4 \cdot 10^4$	0,003	8
11	24	10	$5 \cdot 10^4$	0,002	8
12	33	20	$5 \cdot 10^4$	0,003	6
13	15	20	$5 \cdot 10^4$	0,0025	4
14	7	15	$5 \cdot 10^4$	0,001	5
15	22	18	$5 \cdot 10^4$	0,002	7
16	35	20	$5 \cdot 10^4$	0,001	6
17	30	20	$5 \cdot 10^4$	0,0015	4
18	7	40	$5 \cdot 10^4$	0,002	7
19	5	20	$5 \cdot 10^4$	0,002	5

**Звіт до лабораторної роботи має містити:**

1. Тему та мету роботи.
2. Короткі теоретичні відомості та початкові дані для розрахунків.
3. Алгоритм виконання роботи.
4. Блок-схеми моделювання, виконані у *VisSim*, та графіки результатів моделювання.
5. Висновки по роботі.

#### **Контрольні питання**

1. Назвіть основні шляхи підвищення якості токарної обробки деталей.
2. Яке явище має місце при збігові частоти вимушених коливань з частотою власних коливань?
3. Від яких параметрів залежить рух системи при вільних коливаннях?
4. За яких умов рух системи називають вимушеними коливаннями?
5. Що називають неусталеним станом системи?

## ЛАБОРАТОРНА РОБОТА 8 МОДЕЛЮВАННЯ СПРОЩЕНОЇ ДИНАМІЧНОЇ СИСТЕМИ ВЕРСТАТА В ПАКЕТІ VISSIM

**Мета роботи:** оволодіння навичками складання блок-схеми моделі найпростішого динамічного об'єкта динамічної системи верстата.

### Структура динамічної системи верстата

Різання, процеси, що відбуваються в рухомих з'єднаннях верстата, в електродвигунах і в гідросистемах і т. п. (робочі процеси) викликають деформації пружної системи (ПС) верстата за рахунок силового або теплового впливу. Деформації пружної системи, у свою чергу, змінюють взаємне розташування деталей, що утворюють рухоме з'єднання.

Вплив ПС на робочі процеси виражено у зміні їх основних параметрів: площі зрізу, нормальному тиску на поверхнях тертя, швидкості руху тощо. Цей вплив викликає зміна сил, кількості тепла, що виділяється, і т. п. Таким чином, сили та інші види впливу робочих процесів на ПС є функціями координат (або їх похідних – швидкості, прискорень) пружної системи. Ця залежність виражає зворотний вплив ПС на робочі процеси.

Спрощена схема верстата показана на рис. 8.1.

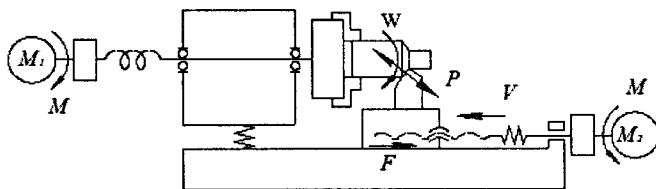


Рисунок 8.1 – Спрощена схема металорізального верстата

На схемі вплив на ПС верстата процесів різання, тертя і процесів, що відбуваються в електродвигунах, позначені відповідно через  $P$ ,  $F$ ,  $M$ .

Сили різання залежать, головним чином, від властивостей оброблюваного матеріалу, геометричних параметрів ріжучого інструменту і площі зрізу. Одна з перших залежностей сили різання від площі зрізу і властивостей матеріалу заготовки:

$$P = K \cdot b \cdot a,$$

де  $K$  – питома сила різання на  $1 \text{ мм}^2$  зрізу для конструкційної вуглецевої сталі ( $K \gg 2000 \text{ Н/мм}^2$ );

$b$ ,  $a$  – відповідно, ширина і товщина зрізу, мм.

У свою чергу, товщина зрізу  $a$  залежить від відносного зміщення інструменту і заготовки.

Процеси тертя характеризуються залежністю сили тертя  $F$  від нормального навантаження  $N$  та коефіцієнта тертя  $\mu$ . Навантаження можна виразити через коефіцієнт нормальної жорсткості  $cN$  і нормальну деформацію (податливість)  $yN$ , тоді отримуємо формулу Амонтона-Кулона

$$F = \mu \cdot cN \cdot (yN)^m,$$

де  $m$  – показник степеня.

Для малих контактних деформацій показник степеня  $m = 1$ .  
Умовна схема ДС верстата показана на рис. 8.2.

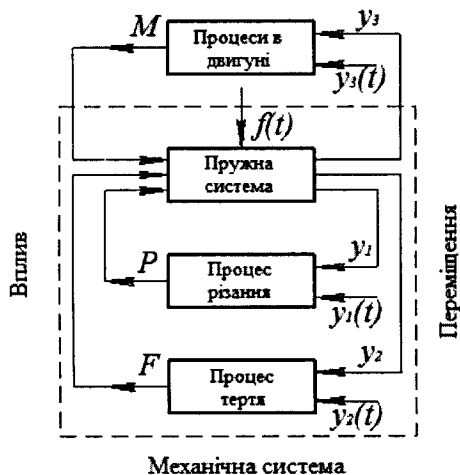


Рисунок 8.2 – Схема замкнутої багатоконтурної динамічної системи верстата

Динамічні процеси, що відбуваються в самій ПС, наприклад, вплив сили інерції нерівноважених обертових мас, що здійснюють зворотно-поступальний рух; сили ваги вузлів і заготовок та ін., розглядаються як зовнішні впливи на ПС і позначаються  $f(t)$ . Ці впливи залежать від геометричної та кінематичної точності верстата, його деталей і з'єднань.

Зовнішні впливи на робочі процеси виражаються в заданій зміні припуску, в заданій зміні тиску мастила на напрямні, в заданій зміні електричної напруги, що живить електродвигун, і т. п., тобто, параметри зміни налаштування робочих процесів позначаються  $y(t)$  з відповідним індексом.

Переміщення ПС під дією всіх впливів, позначаються літерами  $y$  з відповідним індексом.



При дослідженні якого-небудь робочого процесу багатоконтурну ДС верстата для спрощення замінюють одноконтурною, що складається з розглянутого робочого процесу та еквівалентної пружної системи (ЕПС), до якої приведено всі інші елементи системи. Наприклад, схеми одноконтурних систем при дослідженні впливу на верстат процесу різання і процесів, що відбуваються в електродвигуні, наведено на рис. 8.3, а та 8.3, б. На рис. 8.3, б позначення переміщення  $y_3$  замінено кутом повороту вала  $j$ .

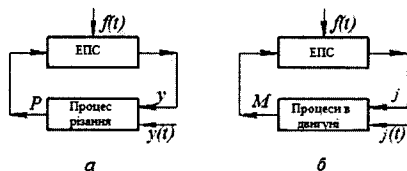


Рисунок 8.3 – Одноконтурні умовні схеми динамічної системи верстата

Впливи робочих процесів на ПС називаються зв'язками.

Ланцюг впливів, що містить елементи схеми і зв'язки між ними, називають контуром зв'язку.

Контур зв'язку може бути замкнутим і незамкнутим. Фізичну величину, що описує вплив на даний елемент або систему, називають вхідною координатою  $x_{вх}$  елемента або системи; результат впливу – вихідною координатою  $x_{вих}$ . Рівняння, що пов'язує вихідну і вхідну координати, називають характеристикою  $W$  цього елемента або системи.

Якщо розірвати два зв'язки елемента «Процес різання» і розглянути його окремо, отримаємо розімкнуту схему (рис. 8.4).

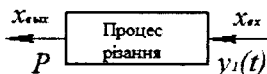


Рисунок 8.4 – Розімкнута схема динамічного процесу

Будь-яка з розглянутих характеристик називається статичною, якщо вхідна координата не змінюється в часі, і динамічною, якщо змінюється.

У загальному вигляді диференціальне рівняння такої системи має вигляд

$$a_n \frac{d^n \cdot x(t)}{dt^n} + a_{n-1} \cdot \frac{d^{n-1} \cdot x(t)}{dt^{n-1}} + \dots + a_1 \cdot \frac{dx(t)}{dt} + a_0 \cdot x(t) = U(t), \quad (8.1)$$

де  $x(t)$  – вихідна координата;  $U(t)$  – вхідна координата.

Для моделювання рівняння (2.1) в пакеті *VisSim* перш все, необхідно вирішити це рівняння відносно старшої похідної:

$$\frac{d^n \cdot X(t)}{d \cdot t^n} = \frac{1}{a_n} \cdot \left( U(t) - a_{n-1} \cdot \frac{d^{n-1} \cdot x(t)}{d \cdot t^{n-1}} - \dots - a_1 \cdot \frac{d \cdot x(t)}{d \cdot t} - a_0 \cdot x(t) \right). \quad (8.2)$$

Щоб отримати рішення (2), тобто  $x(t)$ , необхідно  $\frac{d^n \cdot x(t)}{d \cdot t^n}$  проінтегрувати  $n$  раз.

Таким чином в блок-схемі моделювання має бути  $n$  інтеграторів, з'єднаних покроково. На виході останнього інтегратора буде шукана величина  $x(t)$ . Вихід кожного інтегратора, а це буде похідна від  $x(t)$ , множиться на відповідний коефіцієнт  $a_i$ , і всі ці сигнали подаються на від'ємні входи суматора. Крім цього на додатний вхід суматора подається вхідний сигнал  $U(t)$ . Вихід суматора множиться на  $\frac{1}{a_n}$ , і цей сигнал, а це і є

$\frac{d^n \cdot x(t)}{dt^n}$ , подається на перший інтегратор.

При складанні блок-схеми блоки з'єднують, тобто вихід одного блока з'єднують з входом іншого. Для цього курсор наводиться на вихід блока, натискається і утримується ліва клавіша миші, а курсор переміщається до входу в інший блок, потім клавіша відпускається. З'являється лінія, що з'єднує блоки. Якщо лінію потрібно знищити, то описана дія робиться навпаки.

Меню *Edit* дозволяє нам повертати блоки на  $180^\circ$  – *Flip Horizontal*, копіювати блоки, створювати складний (складений) блок (*Compound Block*). Для цього блок виділяється і вводиться в дію згідно з меню *Edit*.

В меню *Blocks* є ще група блоків *Annotation* (примітка). В цій групі є дуже корисний блок *Variable* (змінна). Вивівши цей блок на екран дисплея, ми можемо ввести в нього будь-який, вже наявний в блок-схемі, сигнал його найменуванням, і на виході блока буде цей сигнал. Таким чином, немає необхідності тягти сигнал через всю блок-схему.

Після того, як блок-схема набрана, входимо в меню *Simulate* (Моделювання). У цьому меню можна налаштувати моделювання *Simulation Properties*, запустити (*Go*) і зупинити (*Stop*).

Налаштування моделювання полягає у виборі алгоритму чисельного інтегрування (*Integration Algorithm*), виборі кроку інтегрування (*Step Size*), часу початку (*Start*) і кінця (*End*) моделювання.

Запустивши процес моделювання, можна вести спостереження за сигналами в будь-якому місці моделі, виведенням їх на графобудівник *Plot*.

### Моделювання коливальних систем з одним ступенем вільності

У системах з одним ступенем вільності конфігурація коливальних систем може бути описана за допомогою однієї координати. Приклад системи з одним ступенем вільності, за допомогою якої можна змодельовати процес деформації під дією сили різання, показано на рис 8.5. Робочий орган

вагою  $W$  пружно з'єднаний з опорою через лінійну пружну пружину жорсткістю  $j$ . Якщо вважати, що переміщення робочого органу масою  $m$  є можливим тільки вздовж однієї координати, а маса пружини мала порівняно з масою  $m$ , то систему можна розглядати як систему, що має один ступінь вільності. Конфігурація системи повністю визначається зміщенням  $x$  від рівноважного стану. Початок координати  $x$  поміщаємо в точку статичного рівноваги, коли сила ваги  $W$  дорівнює силі пружності пружини  $j \cdot \delta_{ст}$ .

Якщо масі  $m$  задати якусь початкове зміщення  $x(t)|_{t=0} = x_0$  і також надати якусь початкову швидкість  $\dot{x}(t)|_{t=0} = \dot{x}_0$ , а потім відпустити масу  $m$ , то вона почне коливатися відносно її статичної рівноваги.

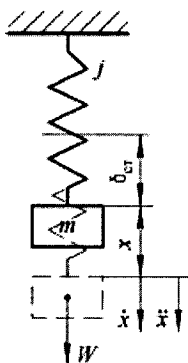


Рисунок 8.5 – Система з одним ступенем вільності

Рівняння статичної рівноваги

$$W = j \cdot \delta_{ст}$$

Розглянемо положення маси, яке показано на рис. 8.5 пунктирною лінією. При цьому зміщення від статичної рівноваги  $x$ , вектор швидкості  $\dot{x}$  і прискорення  $\ddot{x}$  спрямовані в додатному напрямку уздовж осі  $x$ . У цьому положенні вантажу на нього діють: сила ваги  $W$ , сила пружності пружини  $j \cdot (\delta_{ст} + x)$ . Сума цих сил врівноважується згідно з другим законом Ньютона силою інерції  $m \cdot \ddot{x}$ . Тому можна записати

$$m \cdot \ddot{x} = W - j \cdot (\delta_{ст} + x). \quad (8.3)$$

Таким чином, розв'язуємо рівняння (8.3) за таких початкових умов:

$$\begin{cases} x(t)|_{t=0} = x_0; \\ \dot{x}(t)|_{t=0} = \dot{x}_0; \end{cases}$$

де  $t$  — час, с.

Розв'язуємо дужки в (8.3), розділивши рівняння на  $m$ . Враховуючи, що  $W = j \cdot \delta_{cm}$ , отримуємо

$$\ddot{x} + a^2 \cdot x = 0, \quad (8.4)$$

де  $a^2 = \frac{j}{m}$ .

Розв'язуємо рівняння (8.4) операційним методом. Позначивши перетворення Лапласа над  $x(t)$  через  $x(s)$ , виконаємо перетворення Лапласа над (8.4), користуючись його властивостями:

$$s^2 \cdot x(s) - s \cdot x_0 - \dot{x}_0 + a^2 \cdot x(s) = 0.$$

Розв'яжемо отримане рівняння відносно  $x(s)$

$$x(s) = \frac{s \cdot x_0 + \dot{x}_0}{s^2 + a^2} = x_0 \cdot \frac{s}{s^2 + a^2} + \frac{\dot{x}_0}{a} \cdot \frac{a}{s^2 + a^2}.$$

Знайдемо  $x(t)$ , виконавши обернене перетворення Лапласа  $x(s)$ , тобто,  $L^{-1}[x(s)]$

$$L^{-1}[x(s)] = x(t) = x_0 \cdot \cos(a \cdot t) + \frac{\dot{x}_0}{a} \cdot \sin(a \cdot t). \quad (8.5)$$

Прямі та обернені перетворення Лапласа виконуємо, користуючись таблицею оригіналів і їх зображень. З розв'язку (8.5) видно, що переміщення  $x$  вантажу з масою  $m$  має коливальний характер, оскільки функції  $\cos(a \cdot t)$  і  $\sin(a \cdot t)$  є періодичними. Оскільки  $(a \cdot t)$  вимірюється в радіанах, то  $a \left[ \frac{\text{рад}}{\text{с}} \right]$ . Суму двох гармонічних функцій можна звести до однієї за допомогою побудови векторної діаграми (рис. 8.6).

Візьмемо вектор  $\overline{OP}$  довжиною  $x_0$ , що обертається з постійною кутовою швидкістю  $a$  навколо точки  $0$ . Ця швидкість називається круговою частотою  $a$  коливань. Вектор  $\overline{OP}$  повернувся через час  $t$  на кут  $(a \cdot t)$ .

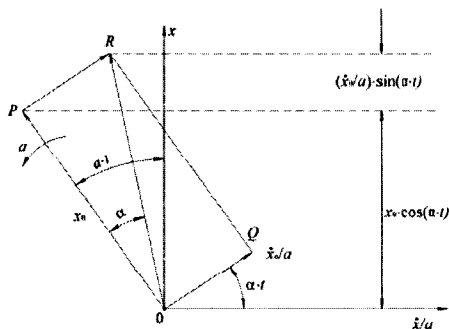


Рисунок 8.6 – Векторна діаграма

Проекція вектора  $\overline{OP}$  на вісь  $x$  дорівнює  $x_0 \cdot \cos(a \cdot t)$  і являє собою перший доданок рівняння (8.5). Взнявши інший вектор  $\overline{OQ}$  довжиною  $\frac{\dot{x}_0}{a}$  перпендикулярний до  $\overline{OP}$ , бачимо, що його проекція на вісь  $x$  відповідає другому доданку рівняння (8.5). Повне переміщення  $x$  вантажу при коливаннях отримаємо підсумовуванням проекцій на вісь  $x$  двох взаємно перпендикулярних векторів  $\overline{OP}$  та  $\overline{OQ}$ , що обертаються з кутовою швидкістю  $a$ .

До такого результату можна прийти, якщо замість векторів  $\overline{OP}$  і  $\overline{OQ}$  розглядати вектор  $\overline{OR}$ , що є сумою цих векторів, і взяти проекцію підсумкового вектора  $\overline{OR}$  на вісь  $x$ . Довжина цього вектора, як видно з

рис. 8.6 обраховується за формулою  $A = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{\dot{x}_0}{a}\right)^2}$ , а кут між віссю  $x$  і

вектором  $\overline{OR}$  дорівнює  $a \cdot t - \alpha$ , де  $\alpha = \arctg\left(\frac{\dot{x}_0}{a \cdot x_0}\right)$ .

Відповідно до вищевикладеного рішення (8.5) може бути подано в еквівалентній формі

$$x = A \cdot \cos(a \cdot t - \alpha). \quad (8.6)$$

Коливальний рух, описаний рівнянням (8.6), називається простим гармонічним рухом.

Функція  $\cos(a \cdot t - \alpha)$  приймає періодично одні й ті ж значення через інтервал часу  $T$ , називаний періодом коливань. Знайдемо  $T$  з умов, що значення косинусоїд повторюється через кут, який дорівнює  $2\pi$

$$a \cdot (T - t) - a - (a \cdot t - a) = 2 \cdot \pi \Rightarrow T = \frac{2 \cdot \pi}{a}.$$

З урахуванням позначення  $a^2 = \frac{j}{m}$  отримаємо  $T = 2 \cdot \pi \cdot \sqrt{\frac{m}{j}}$ .

Число зворотно-поступальних рухів в одиницю часу називають циклічною частотою коливань  $f$  (сек-1)

$$f = \frac{1}{T} = \frac{a}{2 \cdot \pi} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{j}{m}}.$$

### Моделювання вільних гармонічних коливань в пакеті *VisSim*

Розглянемо застосування загальних правил розв'язання диференціальних рівнянь для розв'язання диференціального однорідного лінійного рівняння вільних гармонічних коливань (8.4).

У рівнянні (8.4) немає зовнішнього впливу. Рух маси проходить тільки у випадку, якщо вона виведена зі стану рівноваги, тобто, початкові умови рівняння (8.4) не будуть нульовими. Прийmemo їх такими:

$$\begin{cases} x(t)|_{t=0} = x_0 \\ \dot{x}(t)|_{t=0} = \dot{x}_0 \end{cases} \quad (8.7)$$

Для розв'язання (8.4) в пакеті *VisSim* розв'язуємо його відносно старшої похідної

$$\ddot{x} = -\frac{j}{m} \cdot x. \quad (8.8)$$

і двічі її інтегруємо. При цьому маємо на увазі, що, згідно (8.8),  $\ddot{x}(t)$  дорівнює  $-\frac{j}{m} \cdot x$ . Блок-схема розв'язання (8.8) в пакеті *VisSim*, при  $m = 5 \text{ кг}$  і  $j = 5000 \text{ Н/м}$ , наведена на рис. 8.7.

На блок-схемі введено позначення

$$a^2 = \frac{j}{m},$$

де  $a$  – кругова частота власних коливань, рад/сек.

Початкові умови (8.7) вводяться в інтегратори: в крайній лівий  $\dot{x} = 5 \text{ м/с}$ , в правий  $x_0 = 0,002 \text{ м}$ .

Налаштування моделювання здійснюється з меню *Simulate*, в якому призначаються властивості моделювання «*Simulation Properties*»: *Step Size* (крок інтегрування), *Start* (час початку) і *End* (Час кінця моделювання). У даному прикладі *Step Size* =  $1 \cdot 10^{-5} \text{ с}$ , *Start* = 0 с; *End* = 1 с.

Корисно порівняти результати аналітичного розв'язання (8.6) і моделювання в пакеті *VisSim*.

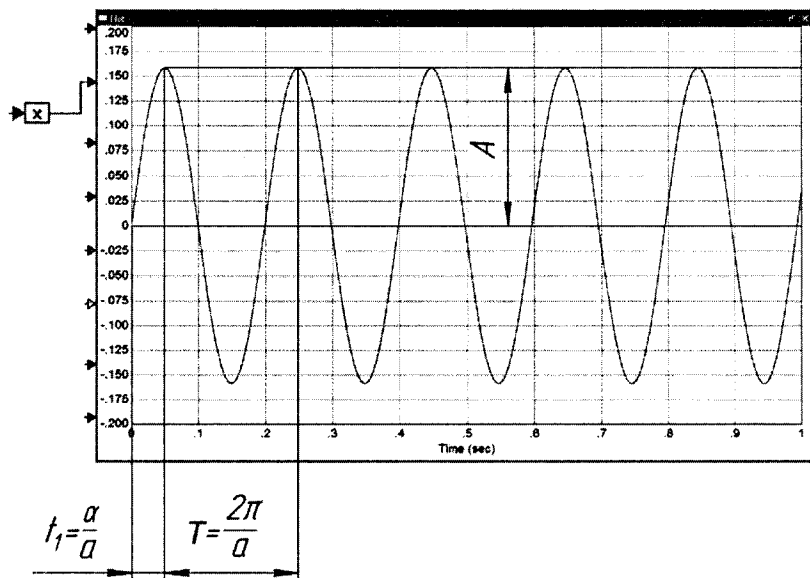


Рисунок 8.7 – Приклад моделювання вільних гармонічних коливань

З графіка вільних коливань, згідно з рисунком 8.7, виміряний  $t_1$  – час першого максимуму ( $t_1 = 0,04805$  с),  $T$  – час періоду коливань ( $T = 0,199$  с) і  $A = 0,1538$  м – амплітуда коливань. Використовуючи ці значення, можна розрахувати

$$a = (1/T) \cdot 2 \cdot \pi = 31,54 \text{ (рад/с)} \text{ і } \alpha = t_1 \cdot a = 1,515 \text{ (рад)}$$

Із аналітичного розв'язку

$$a = \sqrt{\frac{5000}{5}} = 31,6227 \left( \frac{\text{рад}}{\text{с}} \right);$$

$$A = \sqrt{0,002^2 + \left( \frac{5}{31,6227} \right)^2} = 0,158 \text{ (м)};$$

$$\alpha = \arctg\left(\frac{5}{31,6227 \cdot 0,002}\right) = 1,558 \text{ (рад)}.$$

Порівняння результатів моделювання та аналітичного розрахунку показує малу різницю між ними. Різниця визначається похибками зчитування параметрів коливань з графіка  $x(t)$  на рис. 8.7.

### Завдання

1. Студенти вибирають вихідні дані для моделювання відповідно до свого номера в списку групи з табл. 8.1.

2. Набирають блок-схему моделювання коливань і з отриманого графіка зчитують  $t_j$ ,  $T$  і  $A$ . Ці дані використовуються для розрахунку  $a$  – кругової частоти коливань і  $\alpha$  – запізнювання по фазі. Отримані значення  $A$ ,  $a$  і  $\alpha$  порівнюють їх зі значеннями, розрахованими аналітично за (8.6).

5 Блок-схему моделювання та графіки студенти зарисовують або роздруковують з монітора ЕОМ, при цьому проставляють зчитані з графіків значення відповідно до рисунків 8.3 і 8.6.

Таблиця 8.1 – Вихідні дані для моделювання вільних коливань

№ варіанта	Вихідні дані				
	$m$ , кг	$b$ , Н·с/м	$j$ , Н/м	$x_0$ , м	$\dot{x}_0$ , м/с
1	5	20	$5 \cdot 10^4$	0,002	5
2	10	10	$5 \cdot 10^4$	0,004	6
3	20	20	$1 \cdot 10^5$	0,002	7
4	30	15	$5 \cdot 10^4$	0,004	5
5	40	10	$5 \cdot 10^4$	0,003	4
6	25	25	$1 \cdot 10^5$	0,002	3,5
7	15	15	$5 \cdot 10^4$	0,0035	6,5
8	35	10	$5 \cdot 10^4$	0,003	6
9	20	15	$3 \cdot 10^4$	0,004	5,5
10	30	20	$4 \cdot 10^4$	0,003	4,5
11	24	10	$1,5 \cdot 10^5$	0,002	8
12	33	20	$2 \cdot 10^5$	0,003	6
13	15	20	$2 \cdot 10^5$	0,0025	4
14	7	15	$5 \cdot 10^5$	0,001	5
15	22	18	$5 \cdot 10^4$	0,002	7
16	35	20	$4 \cdot 10^4$	0,001	6
17	30	20	$6 \cdot 10^4$	0,0015	4
18	7	40	$6 \cdot 10^4$	0,002	7
19	5	20	$5 \cdot 10^4$	0,002	5



**Звіт до лабораторної роботи має містити нижчевказане.**

1. Тему та мету роботи.
2. Короткі теоретичні відомості та початкові дані для розрахунків.
3. Алгоритм виконання роботи.
4. Блок-схеми моделювання, виконані у *VisSim*, та графіки результатів моделювання.
5. Висновки.

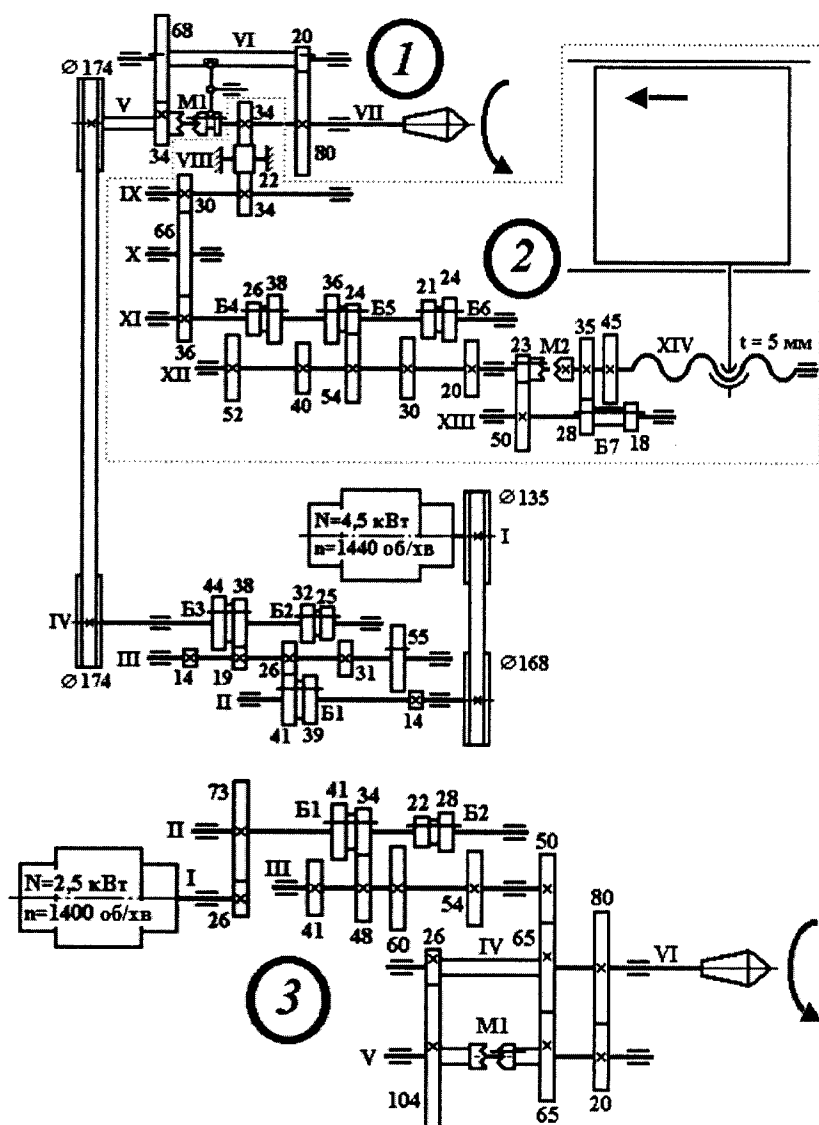
### **Контрольні питання**

1. Що викликає деформації пружної системи верстата?
2. Зобразіть схему замкненої багатоконтурної динамічної системи верстата. Поясніть зв'язки між її елементами.
3. Назвіть особливості моделювання систем з одним ступенем вільності.
4. Які сили діють на вантаж при зміщенні його від положення статичної рівноваги?

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

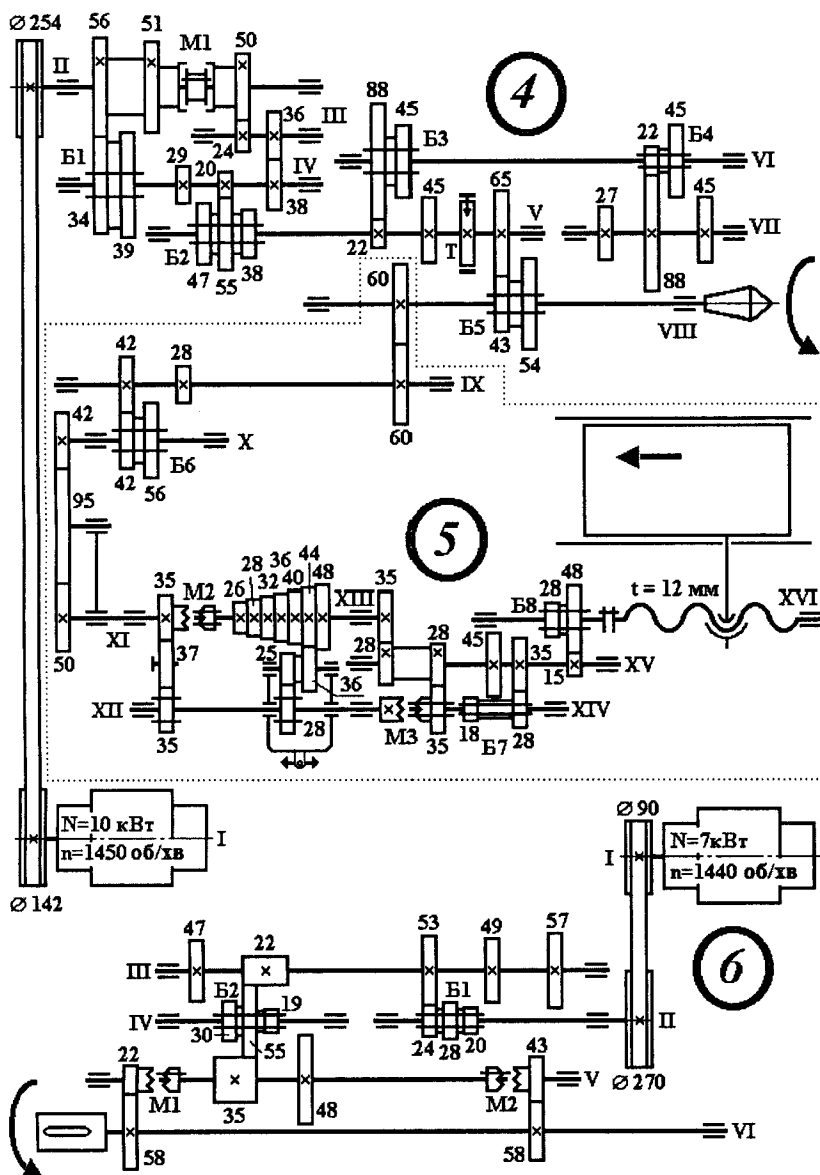
1. Бочков В. М. Металорізальні верстати / Бочков В. М., Сілін Р. І., Гаврильченко О. В. – Львів : Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2009. – 268 с.
2. Бочков В. М. Розрахунок та конструювання металорізальних верстатів : підручник / Бочков В. М., Сілін Р. І., Гаврильченко О. В. – Львів : Видавництво «Бескид Біт», 2008. – 448 с.
3. Боровик А. І. Технологічна оснастка механоскладального виробництва : підручник / Боровик А. І. – К. : Кондор, 2008. – 726 с.
4. Маёров А. Т. Устройство, основы конструирования и расчёт металлообрабатывающих станков и автоматических линий / Маёров А. Т. – М. : Машиностроение, 2006. – 368 с.
5. Боженко Л. І. Технологія машинобудування. Проектування технологічного спорядження : посібник / Боженко Л. І. – Львів : Світ, 2001. – 296 с.
6. Технологическая оснастка. Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов / [Пашкевич М. Ф., Мрочек Л. М., Кожуро Л., М., Пашкевич В. М.,] . – Мн. : Адукацыя і выхаванне, 2002. – 320 с.
7. Черпаков Б. И. Технологическая оснастка : учебник для студ. учреждений сред. проф. образования / Черпаков Б. И. – [6-е изд., стер.]. – М. : Издательский центр «Академия», 2012. – 288 с.

Індивідуальні завдання для виконання лабораторної роботи № 1



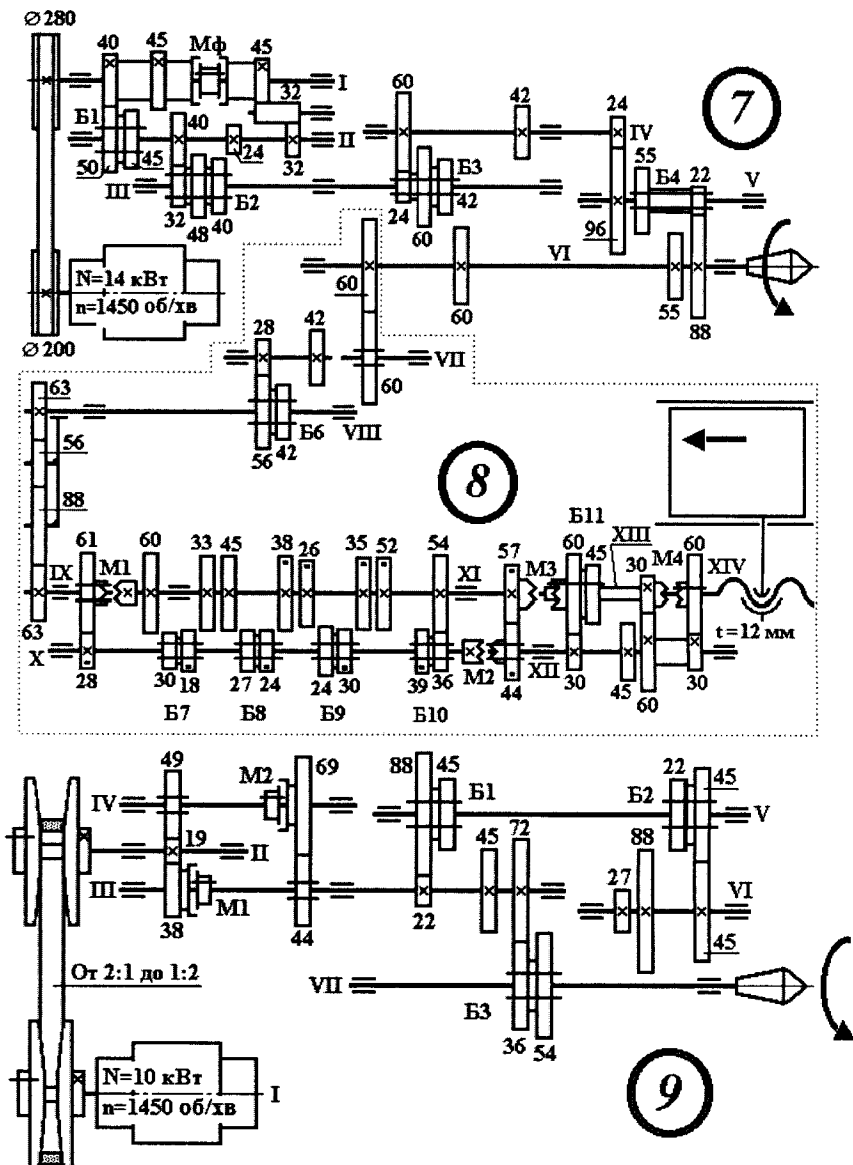
1, 2 – кола головного руху і подачі токарно-гвинторізного верстата 1A616;

3 – коло головного руху токарно-затилочного верстата моделі K96.



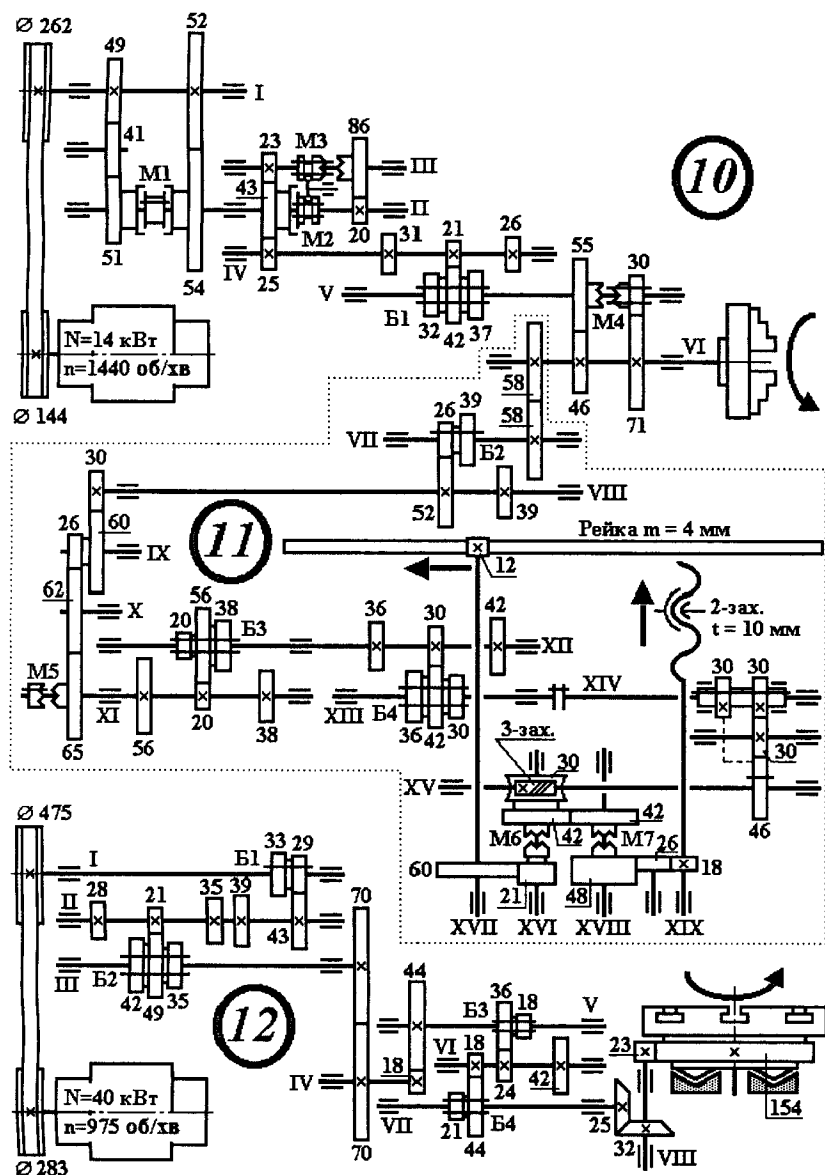
4, 5 – кола головного руху і подачі токарно-гвинторізного верстата моделі 1К62;

6 – коло головного руху горизонтально-розточувального верстата моделі 262Г.



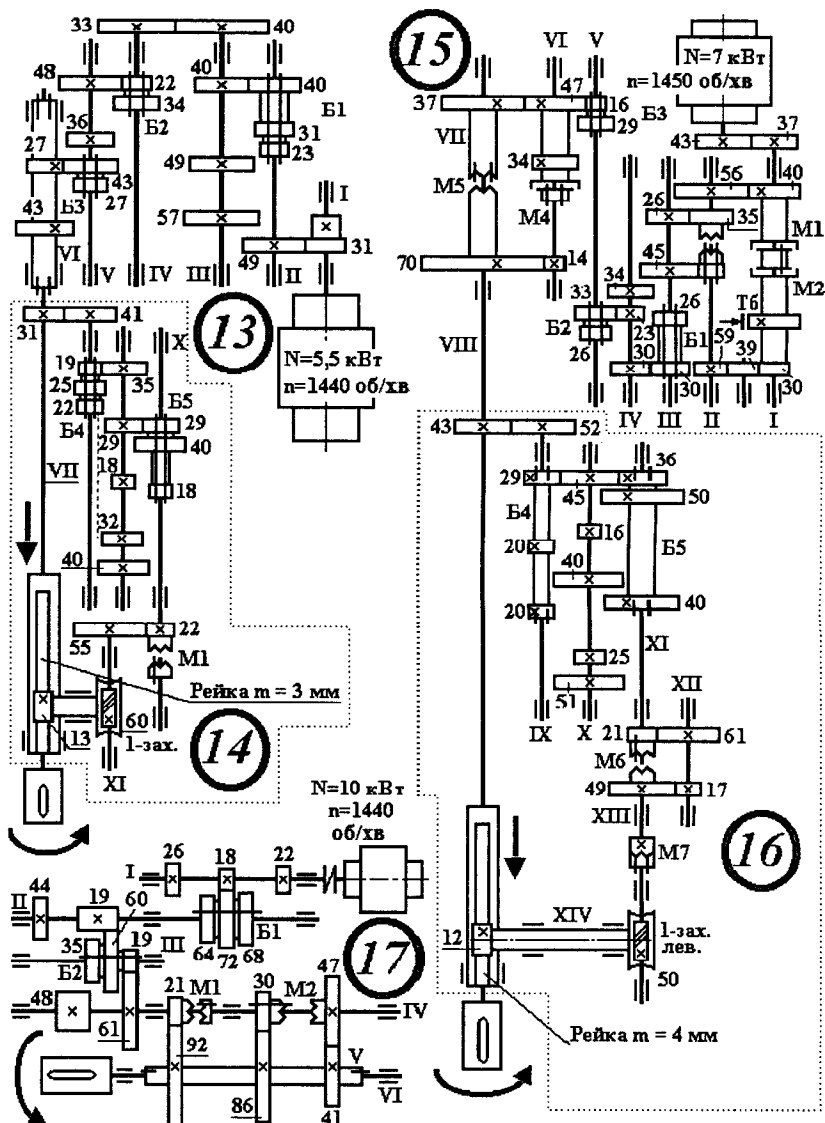
7, 8 – кола головного руху і подачі токарно-гвинторізного верстата моделі 163;

9 – коло головного руху токарно-гвинторізного верстата моделі 1К620Г



10, 11 – кола головного руху і подачі токарно-револьверного верстата моделі 1П365;

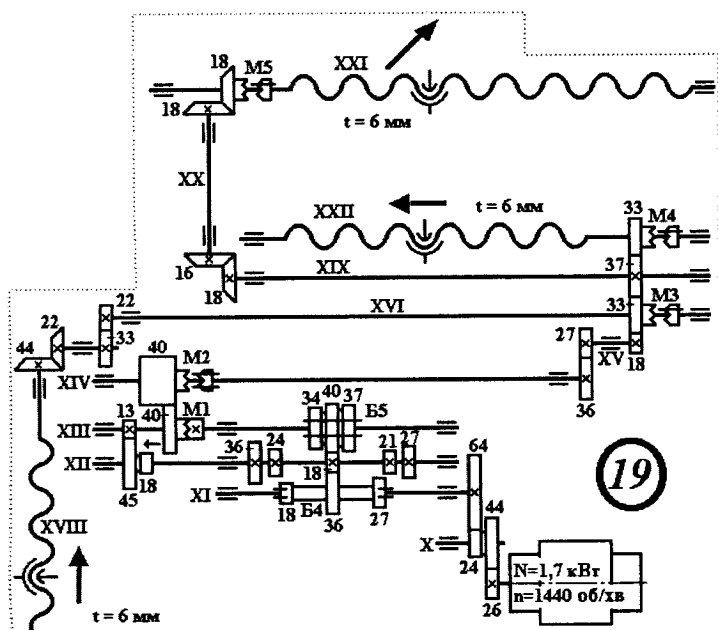
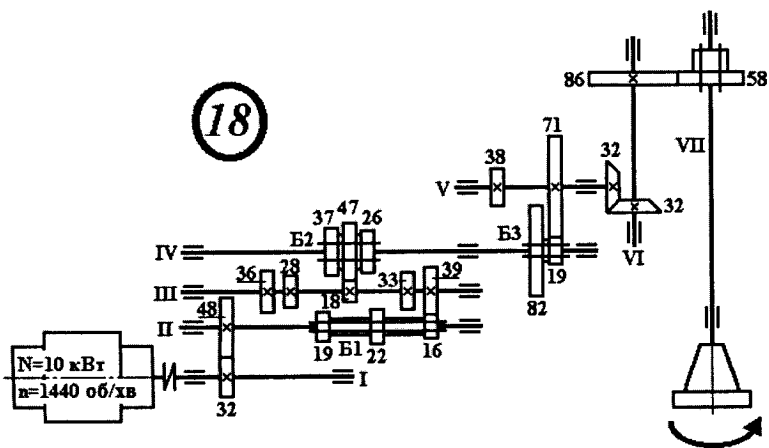
12 – коло головного руху двостоякового карусельного верстата моделі 1553.



13, 14 – кола головного руху і подачі радіально-свердлильного верстата моделі 2B56;

15, 16 – кола головного руху і подачі радіально-свердлильного верстата моделі 257;

17 – коло головного руху горизонтально-розточувального верстата моделі 2620A.



18, 19 – кола головного руху і подачі вертикально-фрезерного верстата моделі 6Н12ПБ



*Навчальне видання*

**Манжілевський Олександр Дмитрович**

**РОЗРАХУНОК ТА КОНСТРУЮВАННЯ МЕТАЛООБРОБНОГО  
ОБЛАДНАННЯ**

**Лабораторний практикум**

Рукопис оформлено *О. Манжілевським*

Редактор *В. Дружиніна*

Оригінал-макет виготовлено *О. Ткачуком*

Підписано до друку 01.11.2019.  
Формат 29,7×42<sup>1</sup>/<sub>4</sub>. Папір офсетний.  
Гарнітура Times New Roman.  
Друк різнографічний. Ум. друк. арк. 6,24.  
Наклад 50 (1-й запуск 1–21) пр. Зам. 2019-142.

Видавець та виготовлювач  
інформаційний редакційно-видавничий центр.  
ВНТУ, ГНК, к. 114.  
Хмельницьке шосе, 95,  
м. Вінниця, 21021.  
Тел. (0432) 65-18-06.  
**press.vntu.edu.ua;**  
*E-mail: kivc.vntu@gmail.com.*  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи  
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.